

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-072027

(43)Date of publication of application : 16.03.1999

(51)Int.Cl.

F02C 3/34  
F01K 23/10  
F02C 6/18  
F02C 7/057  
F02C 7/143  
// F02C 3/30

(21)Application number : 10-181897

(71)Applicant : HITACHI LTD

(22)Date of filing : 29.06.1998

(72)Inventor : KATAOKA MATOSHI  
UTAMURA MOTOAKI  
KUWABARA TAKAAKI

(30)Priority

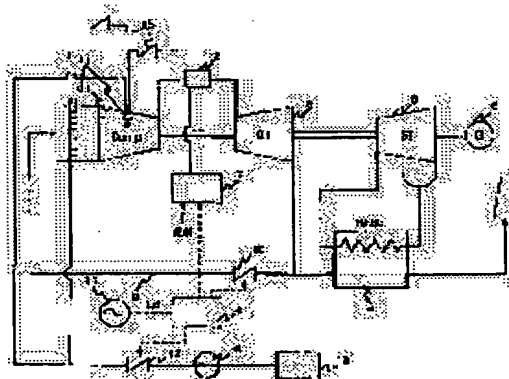
Priority number : 09171466 Priority date : 27.06.1997 Priority country : JP

## (54) EXHAUST GAS RECIRCULATION TYPE COMBINED PLANT

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To expand a scope of partial load operation which can be operated with high efficiency by spraying liquid droplets from a spray device to evaporate them in a compressor so as to suppress a rise of a temperature at an outlet of the compressor and increase a recirculation amount when a part of exhaust gas from a gas turbine is recirculated into an inlet of the compressor.

SOLUTION: This plant is provided with a recirculation means 9 which recirculates a part of exhaust gas from a gas turbine 3 into an inlet of a compressor 1 and a recirculation amount control means 10 which controls a recirculation amount. Furthermore, a spray nozzle 11 is arranged in a suction duct of the compressor 1 to spray minute liquid droplets. Since spray of liquid droplets which vaporize in the compressor can be introduced to cool the gas inside the compressor, it is possible to raise a temperature of suction air in the compressor. That is, an exhaust air recirculation amount can be increased, and a scope of highly efficient partial load operation can be expanded. Moreover, the thermal efficiency of combined cycle total can be improved.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 28.03.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-72027

(43) 公開日 平成11年(1999) 3月16日

(51) Int.Cl.<sup>5</sup> 識別記号

F 0 2 C 3/34

F 0 1 K 23/10

F 0 2 C 6/18

7/057

7/143

F I

F 0 2 C 3/34

F 0 1 K 23/10

F 0 2 C 6/18

7/057

7/143

U

A

審査請求 未請求 請求項の数21 O L (全 24 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平10-181897

(22) 出願日 平成10年(1998) 6月29日

(31) 優先権主張番号 特願平9-171466

(32) 優先日 平9(1997) 6月27日

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000005108

株式会社日立製作所

東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地

(72) 発明者 片岡 真記

茨城県日立市幸町三丁目1番1号 株式会

社日立製作所日立工場内

(72) 発明者 宇多村 元昭

茨城県日立市幸町三丁目1番1号 株式会

社日立製作所日立工場内

(72) 発明者 桑原 孝明

茨城県日立市幸町三丁目1番1号 株式会

社日立製作所日立工場内

(74) 代理人 弁理士 小川 勝男

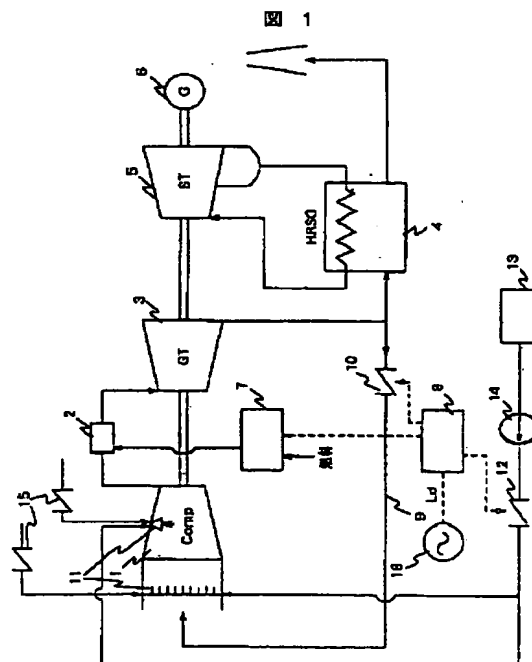
(54) 【発明の名称】 排気再循環型コンバインドプラント

(57) 【要約】

【課題】 ガスタービンと蒸気タービンを組み合わせた排熱回収型コンバインドサイクルプラントの部分負荷運転の範囲を拡大すると共に熱効率向上を図る。

【解決手段】 部分負荷時のガスタービン排気を再循環して圧縮機に戻す際に圧縮機内部ガス温度を抑制して排気再循環量を増大させる。

【効果】 部分負荷運転の範囲を拡大できると共に、熱効率向上ができる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器からの燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機入口に戻すガスタービン排ガスを調整する再循環量制御装置と、前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした噴霧装置と、を備えたことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置。

【請求項2】 空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器からの燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機入口に戻すガスタービン排ガスを調整する再循環量制御装置と、前記圧縮機に供給される空気又は前記再循環経路を経たガスタービン排ガスに液滴を噴霧して、前記空気及び前記ガスタービン排ガスとが流れる圧縮機内に液滴を導入させて、前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした噴霧装置と、を備えたことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置。

【請求項3】 空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器からの燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機入口に戻すガスタービン排ガスを調整する再循環量制御装置と、前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させる、平均粒径が $30\mu\text{m}$ 以下の液滴を噴霧する噴霧装置を、前記圧縮機の上流側に配置したことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置。

【請求項4】 空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器からの燃焼排ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機入口に戻すガスタービン排ガスを調整する再循環量制御装置と、前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした噴霧装置と、前記再循環量に対応して前記液滴の噴霧量を制御する噴霧量制御装置と、を備えたことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置。

【請求項5】 空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐

出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器からの燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機入口に戻すガスタービン排ガスを調整する再循環量制御装置と、前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした噴霧装置と、ガスタービン装置の負荷の変動に対応して前記液滴の噴霧量を制御する噴霧量制御装置と、を備えたことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置。

【請求項6】 空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器からの燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機入口に戻すガスタービン排ガスを調整する再循環量制御装置と、前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした噴霧装置と、前記圧縮機に導入される混合ガス温度変化に対応して前記液滴の噴霧量を制御する噴霧量制御装置と、を備えたことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置。

【請求項7】 空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器からの燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機入口に戻すガスタービン排ガスを調整する再循環量制御装置と、前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした噴霧装置と、コンバインドプラントの負荷が50%から80%の間での燃焼器の燃焼温度の変動を抑制するよう負荷に対応して前記再循環量と前記液滴の噴霧量とを制御する制御装置と、を備えたことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置。

【請求項8】 空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器からの燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービンからの排ガスを熱源として蒸気を発生させる排熱回収ボイラと、該排熱回収ボイラで発生した蒸気により駆動する蒸気タービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機入口に戻すガスタービン排ガスを調整する再循環量制御装置と、前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機

内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした噴霧装置と、コンバインドブラントの負荷が50%から80%の間で前記噴霧量を制御して、負荷が低くなるに従い再循環量が連続的に増加するよう制御する制御装置と、を備えたことを特徴とするコンバインドブラント。

【請求項9】空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器からの燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした噴霧装置と、

圧縮機に供給される空気温度を検知する温度検知装置と、前記検知温度が設定された第1の温度領域の場合に前記再循環を行い、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を停止し、前記検知温度が前記第1の温度領域より高い第2の温度領域の場合に、前記再循環を行い、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を行い、前記第2の温度領域より高い第3の温度領域の場合に、前記再循環を停止し、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を行うよう制御する制御装置と、を備えたことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置。

【請求項10】空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器からの燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした噴霧装置と、

圧縮機に供給される空気温度を検知する温度検知装置と、前記検知温度が設定された第1の温度領域の場合に前記再循環を行い、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を停止し、前記検知温度が前記第1の温度領域より高い第2の温度領域の場合に、前記再循環を停止し、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を停止し、前記第2の温度領域より高い第3の温度領域の場合に、前記再循環を停止し、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を行うよう制御する制御装置と、を備えたことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置。

【請求項11】請求項1の排気再循環型ガスタービン装置において、前記噴霧装置の液滴噴霧量を圧縮機に供給される空気の湿度に応じて制御する制御装置と、を有することを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置。

【請求項12】空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該

燃焼器からの燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、

ガスタービン排ガスの流路に設置され、前記再循環された前記排ガスを含む空気が前記燃焼器に導入されて排出された燃焼排ガス中の炭酸ガス濃度を減少させる炭酸ガス除去装置と、を備えたことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置。

【請求項13】前記請求項12の排気再循環型ガスタービン装置において、

前記炭酸ガス除去手段は、前記排ガスの経路のうち前記再循環経路との分岐部と前記排ガスを大気へ放出する放出部との間に配置されることを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置。

【請求項14】前記請求項12の排気再循環型ガスタービン装置において、

前記炭酸ガス除去手段は、前記排ガスの経路のうち前記ガスタービンと前記再循環経路との分岐部との間に配置されることを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置。

【請求項15】前記請求項12の排気再循環型ガスタービン装置において、

前記炭酸ガス除去手段は、前記再循環経路に設置されることを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置。

【請求項16】圧縮機で空気を圧縮し、該圧縮した空気と燃料とを燃焼器で燃焼させ、該燃焼器からの燃焼ガスによりガスタービンを駆動し、ガスタービン排ガスの一部を再循環経路を経て前記圧縮機入口に再循環させ、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機入口に戻すガスタービン排ガスを調整し、噴霧装置から液滴を噴霧して前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした、ことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置の運転方法。

【請求項17】圧縮機で空気を圧縮し、該圧縮した空気と燃料とを燃焼器で燃焼させ、該燃焼器からの燃焼ガスによりガスタービンを駆動し、ガスタービン排ガスの一部を再循環経路を経て前記圧縮機入口に再循環させ、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機入口に戻すガスタービン排ガスを調整し、ガスタービン装置の負荷が50%から80%の間での燃焼器の燃焼温度の変動を抑制するよう負荷に対応して前記再循環量を制御し、圧縮機内に液滴を導入して圧縮機出口の圧縮空気の温度上昇を抑制することを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置の運転方法。

【請求項18】圧縮機で空気を圧縮し、該圧縮した空気と燃料とを燃焼器で燃焼させ、該燃焼器からの燃焼ガスによりガスタービンを駆動し、前記ガスタービン排ガスを熱源として蒸気を発生させ、発生した蒸気により蒸気

10

20

30

40

50

タービンを駆動させると共に、前記ガスタービン排ガスの一部を再循環経路を経て前記圧縮機入口に再循環させ、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機入口に戻すガスタービン排ガスを調整し、コンバインドプラントの負荷が50%から80%の間での燃焼器の燃焼温度の変動を抑制するよう負荷に対応して前記再循環量を制御し、前記圧縮機内を流下中に気化する液滴の前記噴霧量を制御して、負荷が低くなるに従い再循環量が連続的に増加するよう抑制することを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置の運転方法。

【請求項19】圧縮機で空気を圧縮し、該圧縮した空気と燃料とを燃焼器で燃焼させ、該燃焼器からの燃焼排ガスによりガスタービンを駆動し、前記排ガスの一部を再循環経路を経て前記圧縮機入口に再循環させ、噴霧装置から液滴を噴霧して前記再循環経路を経た燃焼排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにし、圧縮機に供給される空気温度を検知し、前記検知温度が設定された第1の温度領域の場合に前記再循環を行い、前記噴霧を停止し、前記検知温度が前記第1の温度領域より高い第2の温度領域の場合に、前記再循環を行い、前記噴霧を行い、前記第2の温度領域より高い第3の温度領域の場合に、前記再循環を停止し、前記噴霧を行う、ことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置の運転方法。

【請求項20】圧縮機で空気を圧縮し、該圧縮した空気と燃料とを燃焼器で燃焼させ、該燃焼器からの燃焼排ガスによりガスタービンを駆動し、前記排ガスの一部を再循環経路を経て前記圧縮機入口に再循環させ、噴霧装置から液滴を噴霧して前記再循環経路を経た燃焼排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにし、

圧縮機に供給される空気温度を検知し、前記検知温度が設定された第1の温度領域の場合に前記再循環を行い、前記噴霧を停止し、前記検知温度が前記第1の温度領域より高い第2の温度領域の場合に、前記再循環を停止し、前記噴霧を停止し、前記第2の温度領域より高い第3の温度領域の場合に、前記再循環を停止し、前記噴霧を行う、ことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置の運転方法。

【請求項21】圧縮機で空気を圧縮し、該圧縮した空気と燃料とを燃焼器で燃焼させ、該燃焼器からの燃焼排ガスによりガスタービンを駆動し、前記排ガスの一部を再循環経路を経て前記圧縮機入口に再循環させ、前記再循環された前記排ガスを含む空気を用いて燃料を前記燃焼器で燃焼させ、該燃焼させて排出された燃焼排ガス中の炭酸ガス濃度を減少させることを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置の運転方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、ガスタービン装置に係り、排気を圧縮機空気入口側に循環する排気再循環型のコンバインドサイクルプラントに関する。

【0002】

【従来の技術】ガスタービンの排気の一部を圧縮機入口に戻し圧縮機吸気温度を上昇させ、部分負荷時の燃焼温度ひいてはガスタービン排出ガス温度が低下することを抑止することにより、部分負荷時のサイクル熱効率の低下を防ぐ排気再循環型コンバインドプラントに関して特開平7-34900号公報に記載されている。

【0003】また、再循環されたガスタービン排ガスが圧縮機に入る前に水を噴霧して蒸発させ、圧縮機を出た圧縮空気の経路に冷却器を設け、冷却媒体を供給して熱回収させ、排ガスからの熱回収比を向上させることが特開昭56-141040号に開示されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかし、特開平7-34900号公報では、安定して排気再循環させて高効率で部分負荷運転できる範囲を広くできることについて何ら開示されていない。また、特開昭56-141040号公報では、部分負荷運転について触れていない。

【0005】またコンバインドサイクルプラントでは、プラント効率が最高となる大気温度が存在し、その大気温度以外ではプラント効率が低下するという特性を有する。そこで、本発明は、高効率で運転できる部分負荷運転範囲の広い排気再循環型ガスタービン装置を提供することにある。

【0006】また、外気温度が変動した場合であっても、所望の出力を高効率で得ることができる排気再循環型ガスタービン装置を提供することにある。

【0007】

【課題を解決するための手段】前記課題を解決する第1の発明は、空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器からの燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機入口に戻すガスタービン排ガスを調整する再循環量制御装置と、前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした噴霧装置と、を備えたことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置である。

【0008】これにより、圧縮機で空気を圧縮し、該圧縮した空気と燃料とを燃焼器で燃焼させ、該燃焼器からの燃焼ガスによりガスタービンを駆動し、ガスタービン排ガスの一部を再循環経路を経て前記圧縮機入口に再循環させ、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機

入口に戻すガスタービン排ガス量を調整し、噴霧装置から液滴を噴霧して前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するように運転できる。

【0009】圧縮機内で液滴を蒸発させて、圧縮機出口温度の上昇を抑制しつつ、圧縮機に入る混合ガス温度を高くできるので、再循環量を増加させることができ、また、圧縮機の効率を改善できるので、圧縮機の効率低下を防ぎ、部分負荷運転範囲を広くできる。

【0010】また、一例としては、空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器からの燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機入口に戻すガスタービン排ガス量を調整する再循環量制御装置と、前記圧縮機に供給される空気又は前記再循環経路を経たガスタービン排ガスに液滴を噴霧して、前記空気及び前記ガスタービン排ガスとが流れる圧縮機内に液滴を導入させて、前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした噴霧装置と、を備えるようにする。これにより、前記に加えて、圧縮機内の比較的上流側で液滴を蒸発させて、圧縮機内の温度を連続的に変化させることができる。

【0011】圧縮機内で液滴を蒸発させて、圧縮機出口温度の上昇を抑制しつつ、圧縮機に入る混合ガス温度を高くできるので、再循環量を増加させることができ、また、圧縮機内での効率が改善できるので、圧縮機の効率低下を防ぎ部分負荷運転範囲を広くできる。

【0012】第2の発明は、空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器からの燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機入口に戻すガスタービン排ガス量を調整する再循環量制御装置と、前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした噴霧装置と、前記再循環量に対応して前記液滴の噴霧量を制御する噴霧量制御装置と、を備えたことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置である。

【0013】圧縮機内で液滴を蒸発させて、圧縮機出口温度の上昇を抑制しつつ、圧縮機に入る混合ガス温度を高くできるので、再循環量を増加させることができ、また、圧縮機内での効率が改善できるので、圧縮機の効率低下を防ぎ、部分負荷運転範囲を広くできる。

【0014】そして、圧縮機入口温度や出口温度は再循環量により変動するので、適切な噴霧量の調整ができ

る。

【0015】これにより実用に適する簡単な設備によって、随時需要に応じて圧縮機内に導入される吸気に液滴を噴霧して圧縮機内で液滴を蒸発させることで、コンバインドサイクルプラントの部分負荷運転範囲拡大と効率向上が実現できる。

【0016】第3の発明は、空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器からの燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした噴霧装置と、圧縮機に供給される空気温度を検知する温度検知装置と、前記検知温度が設定された第1の温度領域の場合に前記再循環を行い、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を停止し、前記検知温度が前記第1の温度領域より高い第2の温度領域の場合に、前記再循環を行い、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を行い、前記第2の温度領域より高い第3の温度領域の場合に、前記再循環を停止し、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を行うよう制御する制御装置と、を備えたことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置である。

【0017】これにより、外気温度が変動しても、円滑に所望の負荷を高効率で得ることができる。

【0018】また、前記噴霧装置の液滴噴霧量を圧縮機に供給される空気の湿度に応じて制御する制御装置と、を有することが好ましい。

【0019】第4の発明は、第3の発明の前記制御装置に代えて、前記検知温度が設定された第1の温度領域の場合に前記再循環を行い、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を停止し、前記検知温度が前記第1の温度領域より高い第2の温度領域の場合に、前記再循環を停止し、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を停止し、前記第2の温度領域より高い第3の温度領域の場合に、前記再循環を停止し、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を行うよう制御する制御装置と、を備えたことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置である。

【0020】これにより、外気温度が変化した場合であっても、高効率で所望の出力を容易に制御しつつ得ることができる。

【0021】また、前記噴霧装置の液滴噴霧量を圧縮機に供給される空気の湿度に応じて制御する制御装置と、を有することが好ましい。

【0022】第5の発明は、空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される圧縮空気と燃料とを燃焼させる燃焼器と、該燃焼器からの燃焼ガスにより駆動されるガスタービンと、ガスタービン排ガスの一部を前記圧縮機入口に再循環させる再循環経路と、ガスタービン排ガス

10

20

30

40

50

の流路に設置され、前記再循環された前記排ガスを含む空気が前記燃焼器に導入されて排出された燃焼排ガス中の炭酸ガス濃度を減少させる炭酸ガス除去装置と、を備えたことを特徴とする排気再循環型ガスタービン装置である。

【0023】これにより、高効率運転を図りつつ、炭酸ガス（例えば、二酸化炭素）を効率良く除去することができ、また、炭酸ガス除去設備の小型化も図ることができる。小型化によりガスタービン排気経路の圧力損失を低減することができるのでガスタービン運転時の効率低下を抑制でき、更に高効率運転に寄与できる。

【0024】また、前記炭酸ガス除去手段は、前記排ガスの経路のうち前記再循環経路との分岐部と前記排ガスを大気に放出する放出部との間に配置することができる。これにより、高濃度の炭酸ガスを含む排ガスを除去できることに基つき、前述の効果に加えて、炭酸ガス除去効率を高く維持できる。また、圧力損失をより少なくできるので、更に高効率運転に寄与することができる。

【0025】或いは、前記炭酸ガス除去手段は、前記排ガスの経路のうち前記ガスタービンと前記再循環経路との分岐部との間に配置されることができる。これにより、ガスタービン排ガス量を多く供給できることに基つき、前述の効果に加えて、炭酸ガス除去効率を高く維持できる。

【0026】或いは、前記炭酸ガス除去手段は、前記再循環経路に設置されることができる。これにより、炭酸ガス除去装置の設置が容易である。また、同装置のメンテナンスが容易となる。また、排ガスから大気への排気部における圧力損失をより少なくできるので、ガスタービンの効率低下を更に抑制することができる。

【0027】炭酸ガス除去装置は例えば、アミン系吸収剤を用いたものとすることができる。

【0028】

【発明の実施の形態】本発明の実施例1を図1に示す。ガスタービン吸気水噴霧システムを用いた排気再循環型コンバインドプラントは空気を吸い込みこれを圧縮する圧縮機（コンプレッサ）1と圧縮空気と燃料を混合させて燃焼させる燃焼器2、燃焼器2からの燃焼ガスで駆動するガスタービン3、ガスタービン3からの排出ガスの熱量を回収し、給水と熱交換することで蒸気を発生させる排熱回収ボイラ4、排熱回収ボイラ4で発生した蒸気によって駆動する蒸気タービン5、さらに蒸気タービン5に結合された発電機6、ガスタービン3の排出ガスの一部を取り出して圧縮機入口に再循環させる再循環経路を形成する再循環手段（配管）9ならびに前記再循環量を制御する再循環量制御手段（排気再循環量調整弁）10を備える。

【0029】図1では圧縮機（コンプレッサ）1、ガスタービン3、蒸気タービン5、発電機6が同軸上に連結されているが、それぞれのタービンがそれぞれの発電機

を駆動するようにしてもよい。

【0030】燃焼器2への燃料供給量を制御する燃料量制御弁（燃料供給系）7、これらの燃料量制御弁7や再循環量制御手段10を制御する統括制御装置8を有する。

【0031】実施例1では更に、吸気ダクト17内に微細液滴噴霧を行う噴霧ノズル11が配置される。噴霧ノズルに水を供給する経路には噴霧量を制御する給水流量調整弁12、水を貯蔵する給水タンク13ならびに給水ポンプ14を配置する。また、微細液滴を得るために前記ノズルに吸気供給手段が必要な場合は吸気の供給経路に空気流量調整弁15を備える。

【0032】前記噴霧される微細液滴はZaotor平均粒径（S.M.D.）で約10 $\mu$ m程度である。

【0033】前記コンバインドプラントの発電出力は、燃焼器2に投入する燃料量を制御する燃料量制御弁7、再循環量制御手段10、噴霧流量（給水流量）調整弁12、空気流量調整弁15とを操作端とし、その開度調整で決定される。これらの操作端は統括制御装置8からの操作信号により制御され、統括制御装置8はコンバインドプラントに対する中央給電指令所16からの負荷要求信号Ldを入力として、プラント全体を制御し、空気量、燃料量、水噴霧量を適正に制御する。

【0034】統括制御装置の制御の一例を図2を用いて説明する。

【0035】燃料量の制御のために、まず負荷要求信号Ldと実負荷Lとの偏差を減算器AD1で求め、調節器PI1により燃料目標信号Fdを得る。そして燃料量目標信号Fdと実燃料量Fの偏差を減算器AD2で求め、調節器PI2により燃料量制御弁7を調節して燃焼器に投入する燃料量を決定する。この制御では負荷が大きくなるほど燃焼器2に投入される燃料量が増大する。

【0036】さらに再循環量の制御では負荷信号Ldを入力とする関数発生器FG1において、低負荷であるほど大きくなる出力信号S1が求められる。この信号S1は調節器PI3に与えられ、再循環量制御手段10を制御する。

【0037】なお、AD2又はAD3へは燃焼温度の演算値が入力されて、AD2やAD3では演算される際、燃焼温度の変動を抑制するように必要に応じて補正が加えられる。燃焼温度の演算値は、排ガス温度と圧縮機出口圧力とがFG2に入力され、ここで排ガス温度及び圧力から燃焼温度を演算して出力される。

【0038】これは、負荷が小さい程再循環量を増大させるため、燃焼温度ひいてはガスタービン排出ガス温度が負荷の低下に伴い低下するのを抑止する、望ましくは負荷と係わりなく燃焼温度（ガスタービン排出ガス温度）をほぼ一定にすることが可能である。図1の関数発生器FG1は負荷に応じて排出ガス量の再循環割合が決定されており、従って関数発生器FG1の出力信号S1

は、図示の例ではガスタービン排出ガス温度を負荷と係わりなくほぼ一定とすることができる。このように排気のエンタルピを回収して部分負荷時の効率低下を押さえることができる。こうしてガスタービン排出ガス温度を負荷と係わりなくほぼ一定とすることができる。

【0039】圧縮機特性の改善に関しては、部分負荷運転時の燃焼温度ひいてはガスタービン排出ガス温度の低下を防ぐために、圧縮機入口において大気温度の外気と高温のガスタービン排出ガスを混合して吸入空気とし、さらに低負荷であるほど再循環させるガスタービン排出ガス量が増大するわけであるが、ガスタービン排出ガスが増大するにしたがって、当然吸気温度も上昇し、それに対応して圧縮機1内の温度も上昇する。図3に示すように圧縮機翼周辺での流体挙動に変化がおこる。まず通常、圧縮機内部では動翼の周速度が一定で、軸流速度は一定になるように設計されているならば、(A)のように圧縮機動翼に流入するみかけの速度Bは翼に対して平行になる。ところが、吸気温度が高くなり、圧縮機内部ガス温度が上昇すると、(B)のように軸流速度A'が増大するためみかけの速度Bの入射角であるインシデンス $\alpha$ が負の方向に増大する。このため温度が高くなる圧縮機後段側(例えば最後段動翼付近)では、翼で流れの剥離が発生して失速状態となり、ひどい場合には負の失速となって、ガスタービンの運転の安定運転が困難となる。したがってガスタービン負荷の低下に伴って再循環量を増加したとしても排気再循環量に上限ができ、部分負荷運転の範囲が制限される。

【0040】本実施例の場合は、大気温度の外気と高温のガスタービン排出ガスが混合された吸込空気に圧縮機内で気化する液滴を導入することで図3(C)のように圧縮機内部ガスが冷却されて、圧縮機の後段側での軸流速度A'が低下しこれによりインシデンス $\alpha$ も低下し、みかけの速度Bは翼に対して平行となり、圧縮機特性の安定化を得ることができる。圧縮機内部ガスを導入された液滴の圧縮機内での気化によって冷却することができるので、圧縮機吸気温度をより高くすることができ、すなわちより排気再循環量をより多くすることができるので、高効率な部分負荷運転範囲を拡大することができる。

【0041】図4は噴霧量に対するインシデンスの変化を示したものである。まず、ガスタービンは通常、大気温度が0℃から50℃を運転範囲として設計されており、この間であれば、圧縮機吸気温度の変化で、インシデンスも変化するが、圧縮機特性は安定している。しかし、圧縮機吸気温度がこの範囲を超えるとインシデンス\*

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

【0049】圧縮機出口温度 $T_4$ が、水噴霧の混入による気化により $T_4'$  ( $< T_4$ ) に低下すると、上式右辺第2項は小さくなるので、水噴霧により効率も向上するこ

\* スの絶対値は増大し、圧縮機特性は不安定な状態となり、ひどい場合は、正の失速(ストール)や負の失速(チョーク)といったことが起こる。

【0042】本発明では、圧縮機内で蒸発する液滴を導入することで、圧縮機内部ガスを冷却し、インシデンスを改善する。図3より、吸気温度が50℃の時、インシデンスは通常運転範囲の下限にあるが、圧縮機入口部で液滴を噴霧し、圧縮機内部ガスを冷却することで、インシデンスは徐々に回復し、噴霧量1.5%でインシデンスが0 deg に回復する。しかし、噴霧量が多くなると、今度は正の失速(ストール)が問題となるので適正な噴霧量を選択する必要がある。

【0043】このように、圧縮機内で蒸発する液滴を導入することにより、圧縮機入口と出口ガスの温度差を小さくすることができる。入口温度はほぼ一定で、出口温度が低下するか又は入口温度の低下量より出口温度の低下量を大きくする。

【0044】このため、圧縮機出口温度をほぼ一定にしつつ、再循環量を増加させることができる。

【0045】よって、低い部分負荷運転時にも再循環させることができる。

【0046】前記混合ガスの流れる圧縮機内で気化する液滴を導入させて、圧縮機内で液滴が蒸発することにより、部分負荷状況での効率を前記従来技術の場合よりさらに向上させることができる。圧縮機内に入った水滴は気化し、気化が完了すると、圧縮機内の気体はさらに断熱圧縮を受ける。その際水蒸気の定圧比熱は圧縮機内の代表的な温度(300℃)付近では、混合気の約2倍の値を有するので、熱容量的には混合気換算で、気化する水滴の重量の約2倍の混合気が作動流体として増したのと等価な効果がある。すなわち圧縮機の出口混合気温度低下に効果(昇温抑制効果)がある。このようにして圧縮機内での水滴の気化により圧縮機出口の混合気温度が低下する作用が生じる。圧縮機の動力は、圧縮機出入口の混合気のエンタルピの差に等しく混合気エンタルピは温度に比例するので、圧縮機出口の混合気温度が下がると、圧縮機の所要動力を低減でき、効率を向上させることができる。

【0047】また、圧縮機入口吸気温度 $T_1$ 、圧縮機出口温度 $T_2$ 、燃焼温度 $T_3$ 、ガスタービン出口温度 $T_4$ 、とすると、ガスタービンの効率 $\eta$ は近似的に次式で与えられる。

【0048】

【数1】

…(数1)

とがわかる。別な言い方をすると、ガスタービンという熱機関から系外に廃棄される熱エネルギー $C_p(T_4 - T_1)$ は本発明の適用前後で大差ない一方、投入される



燃料エネルギー $C_p(T_2 - T_2')$ は本発明の適用時は、 $C_p(T_2 - T_2')$ ほどすなわち圧縮機仕事の低下分ほど増えている。圧縮機仕事の低下分は増出力に等しいので、この燃料増加分は実質全部ガスタービンの出力増加に寄与する。即ち、増出力分は熱効率が100%となる。このため、ガスタービンの熱効率を向上できる。燃焼温度が一定に保たれているので、ボトミングサイクルの熱効率は本発明適用前と等しいので、コンバインドサイクルトータルの熱効率を向上させることができる。

【0050】一方、圧縮機に導入される混合ガス温度を単に低下させる場合では、図3に示した圧縮機の特性の多少の改善にはなるかもしれないが限度がある。

【0051】また、低い部分負荷運転状態においては、吸気が冷却されて圧縮機1に導入される吸気の重量流量が増大し、低負荷の状態で運転したいガスタービンの負荷を増加させることにつながる可能性もでてくる。

【0052】噴霧液滴は粒径が大きいと圧縮機1の翼やケーシングに衝突し、メタルから熱を得て気化することになるので作動流体の減温効果が阻害されるおそれがある。このため、このような観点からは、液滴の粒径は小さい方が好ましい。

【0053】噴霧液滴には粒径の分布が存在する。圧縮機1の翼やケーシングに衝突することを抑制することや、翼のエロージョンを防止するという観点から、噴霧される液滴は主に50 $\mu\text{m}$ 以下の粒径になるようにする。翼に作用する影響をより少なくする観点からは、最大粒径で50 $\mu\text{m}$ 以下にすることが好ましい。

【0054】更に、粒径が小さい方が流入空气中に液滴をより均一に分布させることができ、圧縮機内の温度分布が生じることを抑制する観点から、Sauter平均粒径(S.M.D.)で30 $\mu\text{m}$ 以下にすることが好ましい。噴霧ノズルから噴出される液滴は粒度の分布があることから前記最大粒径では計測が容易ではないので、実用上は前述のようにSauter平均粒径(S.M.D.)で測定したものを適応できる。尚、粒径は小さい方が好ましいが、小さい粒径の液滴を作る噴霧ノズルは高精度な製作技術が要求されるので、技術的に小さくできる下限までが、前記粒径の実用範囲となる。よって、係る観点からは、例えば、前記主な粒径、最大粒径、或いは平均粒径がそれぞれ1 $\mu\text{m}$ が下限となる。又、細粒径の液滴になる程生成するためのエネルギーが大きくなることが多いので、液滴生成のための使用エネルギーを考慮して前記下限を定めてもよい。大気中に浮遊し落下し難い程度の大きさにすると、一般に、接触表面の状態も良い。

【0055】空気が圧縮機内を通過する時間はわずかであり、この間に液滴を良好に気化させ、気化効率を高める観点からは、Sauter平均粒径(S.D.M.)で30 $\mu\text{m}$ 以下が望ましい。

【0056】尚、小さい粒径の液滴を作る噴霧ノズルは高精度な製作技術が要求されるので、技術的に小さくで

きる下限までが、前記粒径の下限となる。例えば、1 $\mu\text{m}$ である。

【0057】液滴が大きすぎると、圧縮機で液滴の良好な気化をし難くなるからである。

【0058】液滴導入量は、ガスタービン排ガス再循環量、混合気入口温度あるいは圧縮機出口温度により調整することができる。圧縮機出口温度を一定に制御する観点から噴霧量は再循環量の上限である7%を上限とし、導入範囲をこれ以下にすることができる。再循環量が少ない場合より多い場合に多く前記水滴を噴霧する。

【0059】噴霧ノズルの位置は、他に圧縮機内に設け、圧縮ガスに液滴を噴霧するようにしてもよい。

【0060】噴霧ノズル11の位置を具体的に図6を用いて説明する。ここで18はIGVを示す。

【0061】噴霧ノズルは11aから11dの何れかの位置に設置する。噴霧ノズル11aは、圧縮機入口から所定の間隔を介して設置したものである。但し吸気ダクト17内にサイレンサが設置される場合はそれより下流側に設置する。これにより、前記のように、高効率の部分負荷運転を得るだけでなく、高効率で増出力運転を図る場合には、圧縮機に導入するまでの間に液滴の一部が気化させ、さらに圧縮機に導入されて圧縮機を流下中にさらに気化させることができる点で好ましい。

【0062】噴霧ノズル11bは、圧縮機入口に設置された圧縮機の導入部である最上流部に設置された導入翼にノズルを設置したものである。同翼の内部に空気の供給経路及び水の供給経路を設置する。これにより、噴霧ノズルによる流れの抵抗となることを抑制し、ノズル設置のためのスペースを改めて設けなくても、液滴を噴霧することができる。

【0063】噴霧ノズル11cは、前記案内翼とIGVとの間に設置したものである。圧縮機1内に入るまでの間に噴霧された液滴が蒸発し混合ガスの重量流量が増加することを抑制できる。流れを乱さないという観点からはIGVの近くに設けるほうが好ましい。

【0064】このように11a～11cのようにすることで、圧縮機内での連続的な気化が得られる。また、圧縮機内の比較的上流側で多くを気化させることでより圧縮機吐出温度を低下でき、圧縮機吐出温度の上昇を抑制することができる。

【0065】噴霧ノズル11dは圧縮機の間段に設けたものである。圧縮機の翼の失速等の事象が生じやすいのは後段側の翼であるため、近い圧縮機中間段に設置してもよい。係る場合は、拡大図のように静翼にノズルを設置し、翼内に水供給手段及び空気供給手段を設ける。

【0066】このような、圧縮機内に流下する噴霧液滴は流線に沿って圧縮機1の翼間を移動する。圧縮機内では、断熱圧縮により吸気は加熱され、この熱で液滴は表面から気化しながら粒径を減少しつつ後段側翼へ輸送される。この過程で、気化に必要な気化潜熱は、圧縮機内

の混合気に依存するため圧縮機内の混合ガスの温度を低下させる。

【0067】前記噴霧ノズル11の噴霧量は、ガスタービン排ガスの再循環量に対応するよう制御されている。例えば、再循環量が多い場合を、再循環量が少ない場合より噴霧量を多くするよう制御する。

【0068】コンバインドプラントのガスタービンが部分負荷運転時に、再循環配管9を経たガスタービン排ガスと吸気ダクト17を経て供給される空気との混合ガスが圧縮機1に導入され、圧縮機1内は前記混合ガスが圧縮され吐出される。

【0069】かかる状態で前記噴霧ノズル11から前記微細液滴を噴霧して圧縮機内に導入させ、圧縮機1内を流下中に気化させる。

【0070】再循環量に応じて噴霧量を増減することにより、単なる排気再循環を行うのに比べ、排気再循環をして高効率に運転できる部分負荷運転の範囲を広くできる。さらに、部分負荷運転時においてより高効率の運転ができる。

【0071】部分負荷のうち特に低負荷時の運転での再循環量増大に伴う圧縮機入口吸気温度の上昇によって低下した圧縮機1の特性を改善することができる。

【0072】噴霧量の制御を図2を用いて説明する。

【0073】この制御では負荷要求信号Ldを入力とする関数発生器FG1において低負荷であるほど大きくなる出力信号S1と実運転での燃焼温度変化を修正すべく関数発生器FG2においてガスタービン排出ガス温度とコンプレッサ出口圧力から推定される燃焼温度信号を減算器AD3に印加して関数発生器FG1の修正再循環割合信号を出力する。この信号を関数発生器FG3に入力することで再循環量が増加するに従い噴霧量が増加するような再循環量に対する水滴噴霧量の出力信号S2を得、この信号S2と実際に測定された圧縮機出口ガス温度を減算器AD4に印加して、関数発生器FG3の修正噴霧量信号を出力する。この信号を調整弁P14に与えることで噴霧流量（給水流量）調整弁12を制御する。この制御によって再循環割合に応じて噴霧量を制御することができる。

【0074】微細液滴を作るのに必要であれば空気流量調整弁15を開いてもよい。図5は排気温度を一定とした場合の再循環率に対する噴霧率の制御線を示している。再循環率に対して噴霧率はほぼ直線的に増加している。

【0075】再循環運転により、前記のように圧縮機内の翼のインシデンスが変化するが、前記の制御線による制御により、排気再循環前の状態まで戻すこともできる。例えば、大気温度15℃のとき排気重量流量ベース10%の再循環量で約3%の噴霧量（外気重量ベース）や、20%の再循環量で約5.5%を噴霧量とする。

【0076】図9は、各負荷に対する混合気吸気温度と

再循環率の関係を示したものである。圧縮機1に吸入される混合気（体積流量）はガスタービン3が一定速度で回転しているため、負荷に関係なく一定である。低負荷になるほど排気再循環量が増大し、その分圧縮機入口吸気温度が大きくなる。これに対して、ガスタービン出力は再循環量が増大し、混合吸気温度が増大すると、圧縮機入口吸込重量流量の減少で低下する。従来技術のような単なる再循環ガスタービンでは最終段の翼の失速等を考慮すると圧縮機吸気温度上限が50℃であり、このため再循環量が制限され、ガスタービン出力低下も制限を受けることになる。しかし、本実施例により微細液滴を圧縮機入口で噴霧し、圧縮機内部ガスを冷却することで圧縮機翼周辺の流体挙動が改善されるため、排気再循環量を増大でき、より低負荷での運転が可能となると共に、更に高効率の部分負荷運転ができる。圧縮機1を出た圧縮空気は圧縮機内での水滴の気化により温度降下しているが、この分は燃料投入量を増すことによって燃焼温度を一定に保つことができる。次に燃焼ガスはガスタービン3で断熱膨張する過程で仕事をし、その一部はコンプレッサ1と発電機6を駆動するために消費されるため、正味出力はその差に相当する。

【0077】ガスタービン3の排気の一部は、排気再循環手段9と制御手段（排気再循環量調整弁）10を経由してコンプレッサ1の吸気の一部として再循環される。排熱回収ボイラ4では高圧蒸気が生成され、これが蒸気タービン5と発電機6を駆動して発電する。

【0078】図10にコンバインドサイクルにおける各負荷に対する効率低下を通常のコンバインドサイクル、排気再循環型コンバインドサイクル、本実施例の効率と比較したものを示す。通常のコンバインドサイクルのサイクル熱効率はIGV等により燃焼温度一定運転が行われている90%負荷までは効率低下はさほど大きくないが、90%負荷以下の運転になると燃焼温度が下がることから、効率は急激に低下し、ボトム側側の制約条件から決まる負荷である25%負荷では、効率は相対値で4割ほど低下する。前記IGV等による燃焼温度一定運転が行われるのは機器により多少範囲が異なる。但し、多くの場合少なかつたとしても80%負荷までである。排気再循環型コンバインドサイクルは、通常のコンバインドサイクルに比べてサイクル熱効率の低下が小さいが、圧縮機吸気温度の制約から約65%負荷までしか運転することができない。これに対し本発明では圧縮機内部ガスを冷却することによって圧縮機動力低減並びに増出力による熱効率向上によって各負荷に対してさらに効率低下が小さくなり、排気再循環型コンバインドサイクルに比べてもより低負荷まで運転することが可能であり、理論的にはガスタービン排気ガス中の酸素濃度ゼロになる約30%負荷まで運転が可能であり、効率低下は約10%程度である。

【0079】下限は機器の設定等によって定めることが

好ましく、一般には少なくとも50%負荷位までは再循環させる場合が多いと考える。

【0080】尚、図10はブラント負荷（コンバインドサイクルプラントではなく、単なるガスタービン装置である場合はガスタービン負荷。以下同様）100~90%もしくは80%の領域でIGV等の制御による運転を考慮したものであるがこれに限らず、100%から負荷が下がった場合にそれに対応して再循環量をコントロールするようにしてもよい。負荷が低い程再循環量を増すようにすると燃焼温度を1430℃にするとし、圧縮機出口温度を370℃より大きくならないようにするため、例えば370℃一定制御をした場合、ブラント負荷74%で圧縮機入口温度は150℃となり、負荷50%では、112℃となり、負荷30%では240℃となった。本実施例のように圧縮機内で蒸発する液滴を導入して圧縮機出口温度を低下させることにより圧縮機後段側で生じる不都合をさけることができる。このため、圧縮機内で蒸発する液滴の噴霧量を制御して再循環割合を上げて圧縮機入口の混合ガスの温度を上げるよう制御することができる。また、単に再循環したプラントより再循環量を増大することができ、低い部分負荷領域まで再循環量を増加させた運転ができる。

【0081】また、本実施例では、ブラントの負荷が少なくとも50%から80%の間で、前記噴霧量を再循環量が多くなるに従い増加させて、負荷が低くなるに従い再循環量が連続的に増加するよう制御することができる。

【0082】また、ブラント負荷が少なくとも50%から80%の間での燃焼器の燃焼温度の変動を抑制するよう負荷に対応して前記再循環量を制御し（例えば、負荷が低くなるに従い再循環量を増加させるよう制御し）、圧縮機内に液滴を導入して圧縮機出口の圧縮空気温度上昇を抑制することができる。

【0083】また、統括制御装置8では以下のような制御を行うことができる。

【0084】ブラント負荷が50%から80%の間での燃焼器の燃焼温度の変動を抑制するよう負荷に対応して前記再循環量と前記液滴の噴霧量とを制御する。負荷が低くなるに従い再循環量を増加すると共に、噴霧量を増加させるように制御して、燃焼温度の低下を抑制して高く維持することで、部分負荷の広い範囲で高効率の運転が可能となる。

【0085】また、ブラント負荷が50%から80%の間での燃焼器の燃焼温度の変動を抑制するよう負荷に対応して前記再循環量を制御し、圧縮機内に液滴を導入して圧縮機出口の圧縮空気温度上昇を抑制する。再循環量を増加するに従い、圧縮機出口温度は上昇するため、当該温度が許容範囲に維持するように圧縮機内に液滴を導入して圧縮機内で蒸発させる。

【0086】また、前記ブラント負荷変化に対応して圧

縮機入口に戻すガスタービン排ガス量を調整し、ブラント負荷が50%から80%の間での燃焼器の燃焼温度の変動を抑制するよう負荷に対応して前記再循環量を制御し、前記圧縮機内を流下中に気化する液滴の前記噴霧量を制御して、負荷が低くなるに従い再循環量が連続的に増加するよう抑制する。負荷が低くなるに従い再循環量を増加するように制御しようとすると、圧縮機等の都合により再循環量の増加量に上限ができるが、圧縮機内で蒸発する液滴の導入量を調整して、負荷が低くなるに従い液滴の導入量を増加するように制御することにより、広い部分負荷範囲で負荷が低くなるに従い再循環量を連続的に増加するよう制御することができる。

【0087】なお、前記上限は再循環をおこなう上限の負荷であるため、100%より低くなった場合に再循環させる場合は、前記上限範囲は大きくなる。また、下限においては、機器の設定により定まるため、機器によっては、より低い範囲まで再循環量を増加するよう制御することもできる。

【0088】実施例2を図1等を用いて説明する。基本的構成は実施例1と同様である。実施例1では排気再循環量に応じて噴霧量を制御していたが、本実施例では排気再循環量の制御は第1の実施例と同様であるが、噴霧量制御に関して、圧縮機出口で測定されたガス温度により、噴霧量を制御する方法が異なる。コンバインドプラントの機器構成は第1の実施例と同じであるが、噴霧量制御手段として、圧縮機出口ガス温度を計測し、この信号を統括制御装置8に入力する手段が追加されている。本実施例の統括制御装置8を図7に示す。本実施例では、図7に示すように測定された圧縮機出口ガス温度を関数発生器FG3に入力して、排気再循環する前の圧縮機出口ガス温度の変動を抑制すべく、好ましくは温度一定となるような噴霧量を算出する。出口温度が高い方が噴霧量が多くなるよう制御する。得られた噴霧量信号から調節器PI4により、噴霧流量（給水流量）調整弁12を制御する。一方、噴霧することで燃焼温度が変化することもあるため、負荷要求信号Ldと実負荷Lから得られた燃料流量信号に噴霧量信号を印加することで液滴噴霧した場合の燃料流量を修正制御し、燃焼温度一定を実現する。図8は、一例として大気温度が15℃での圧縮機出口ガス温度から、排気再循環を行う前の圧縮機出口ガス温度を算出する制御線を示したものである。10%の排気再循環量で、圧縮機出口ガス温度は、約450℃になるが、圧縮機入口部で約2.5%の噴霧を行えば、排気再循環を行う前の圧縮機出口ガス温度一定運転が可能となる。なお、圧縮機出口ガス温度は、排気再循環量が一定でも大気温度の違いで変化するため、大気温度をパラメータとした制御線とすることが望ましい。これより、微小な出力変動や気温の変動には追従させない運転も可能であり、運転制御が容易になるという効果がある。

【0089】圧縮の不都合の原因となる圧縮機後段側の温度が直接反映されるので、より精度の高い運転ができる。

【0090】実施例3を図1等を用いて説明する。基本的には実施例1と同様の構造を使用することができる。

【0091】本実施例の特徴は、圧縮機入口部に混合ガス温度の検出装置を設け、当該温度検出装置の温度を基に、噴霧量を制御するものである。

【0092】例えば、圧縮機に入る混合ガス温度が低い時より高い場合により多くの液滴を噴霧するよう統括制御装置8にて制御する。また、排気再循環を行う前の圧縮機出口温度になるように噴霧量を制御する。

【0093】これにより、部分負荷運転時に低い部分負荷時であっても高効率の運転ができる。

【0094】実施例4を図1等を用いて説明する。基本的には実施例1と同様の構造を使用することができる。

【0095】本実施例の特徴は、プラント負荷の測定装置から信号に基づいて、噴霧量を統括制御装置8にて制御する。

【0096】例えば、負荷が高い場合より低い場合に、より多くの液滴を噴霧するよう制御する。また、排気再循環を行う前の圧縮機出口温度になるように噴霧量を制御する。

【0097】これにより、部分負荷運転時に低い部分負荷時であっても高効率の運転ができる。

【0098】これにより、負荷の測定は通常運転においても測定される場合が多いので、係る信号を使用できるので、容易に制御することができる。

【0099】実施例5を図1等を用いて説明する。

【0100】基本的構成は実施例1と同様の構成を使用できる。実施例と装置する点はガスタービン3排ガスが供給される排熱回収ボイラ4及び廃熱回収ボイラ4で生じた蒸気が供給される蒸気タービンがないガスタービン装置である点である。

【0101】前記実施例1で述べたように、前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした噴霧装置とを備える。これにより、前記ガスタービンの負荷変化に対応して圧縮機入口に戻すガスタービン排ガス量を調整し、噴霧装置から液滴を噴霧して前記再循環経路を経たガスタービン排ガスと空気との混合ガスが流れる圧縮機内に液滴を導入させて前記圧縮機内を流下中に前記導入させた液滴が気化するようにした。

【0102】また、前記再循環量に対応して前記液滴の噴霧量を制御する噴霧量制御装置と、を備える。また、プラント負荷に対応して、負荷が低い場合の方が負荷が高い場合より多く噴霧するように制御する。

【0103】また、圧縮機の入口に導入される混合ガス温度変化に対応して噴霧量を制御する。混合ガス温度が

高い方が低い場合より噴霧量が多くなるように制御する。

【0104】これにより前記のように、圧縮機内部ガス温度を低下させ、圧縮機の特性を改善することができるため、排気再循環量を増大でき部分負荷運転範囲を拡大することができる。また圧縮機吸気への水滴噴霧の効果によって排気再循環型ガスタービン装置よりもさらに熱効率を高くすることができる。

【0105】実施例6を図11～図16を用いて説明する。

【0106】実施例6は、前記噴霧量と再循環量を圧縮機取り入れ温度に基づき制御する。本実施例の概要図を図11に示す。

【0107】基本的には、実施例1の概要図と同様の構造をとることができる。

【0108】本実施例では、排熱回収ボイラ4の下流側から再循環する排ガスを導いている。

【0109】ガスタービン3の排出ガスの一部を取り出す排気再循環手段の一例である配管9は、排熱回収ボイラ、排熱回収ボイラ入口部、出口部のいずれでもよいが、排ガス中の熱を有効に利用するためには、本実施例のように排熱回収ボイラ出口部から取り出すのがよい。

【0110】燃焼器2に投入する燃料量を制御する燃料量制御弁7、再循環量制御手段としての排気再循環量調整弁10、給水流量調整弁12、空気流量調整弁15とを操作端とし、これらの操作端は統括制御装置8からの操作信号により制御される。かかる操作により、前記コンバインドプラントの発電効率を制御できる。前記統括制御装置には、圧縮機に供給される空気温度を検出する温度検出器18の信号が伝達される。好ましくはさらに、湿度検出器19の信号が伝達されるようにする。温度検出器18や湿度検出器19は再循環排ガスの合流部或いは噴霧ノズル11の上流部に設置することができる。

【0111】統括制御装置8からの指令により、プラント全体を制御し、再循環量、燃料量、空気量、水噴霧量を適正に制御する。たとえば、圧縮機入口温度を入力としてプラント効率を高くし、プラント負荷が一定となるように制御する。

【0112】図12に統括制御装置の制御機構概要の一例を示す。まず負荷要求信号Ldと実負荷Lとの偏差を減算器AD1で求め、調節器PI1により燃料目標信号Fdを得る。そして燃料量目標信号Fdと実燃料量Fの偏差を減算器AD2で求め、調節器PI2により燃料量制御弁7を調節して燃焼器に投入する燃料量を決定する。このようにして燃料量の制御をすることができる。例えば、この制御では負荷が大きくなるほど燃焼器2に投入される燃料量が増大するようにすることができる。

【0113】また、圧縮機入口温度から、好ましくは更に、圧縮機入口湿度から関数発生器3(FG12)で再循

環量の指令信号S1が出される。この信号は、調節器P13に与えられ、再循環制御手段10を制御する。また、関数発生器3(FG12)から噴霧ノズル11からの噴霧量の指令信号S2が出される。この信号は、調節器P14に与えられ、給水流量調整弁12と空気流量調整弁15を制御して、噴霧ノズル11からの液滴の噴霧推量を制御する。

【0114】また、燃烧温度をガスタービン排出ガス温度とコンプレッサ出口圧力から関数発生器4(FG12)において推定し、減算器AD2に印加して燃料量の修正制御を行うことが好ましい。

【0115】圧縮機入口温度や外気温度が変動した場合に変動に応じて燃料を調整して、燃烧温度変動を抑制し燃烧温度一定になるために寄与する。これは、高プラント効率運転の実現のためには燃烧温度を一定に保つことも重要であるが、実運転では燃烧温度が変化することもあるために、たとえば、ガスタービンの実排ガス温度と圧縮機吐出圧力から推定した実際の燃烧温度を基に、燃烧温度の変動を抑制するように運転すると、水噴霧や再循環時に燃烧温度低下を抑制しつつ運転を図ることができる。これにより、燃料温度が低下して、効率が低下することを防止する。

【0116】また、減算器AD1で負荷要求信号Ldと実負荷Lとの偏差を求め関数発生器3の出力を修正することが好ましい。負荷一定を図るために寄与する。

【0117】関数発生器3の出力によって最高プラント効率運転を実現することが好ましい。

【0118】実運転ではプラント効率に変化することもあるため、要求プラント効率 $\eta_d$ と実プラント効率 $\eta$ の偏差を減算器AD5において算出し、減算器AD5の出力を減算器AD3、減算器AD4に印加して関数発生器1の出力を修正することが好ましい。これにより、実運転時であっても高効率運転を図ることができる。

【0119】関数発生器3は、排ガス温度検出器24からの信号や圧縮機吐出空気の温度検出器23からの信号に基づいて、燃烧温度を算出して信号をAD2に出す。例えば、排ガス温度が低い場合より高い方が燃烧温度が高くなり、また、圧縮機吐出圧力が低い場合より高い場合燃烧温度が高くなるよう計算するようにすることができる。

【0120】また、燃烧温度に相当する数値を他の手段により出力することも考えられる。関数発生器4は、圧縮機入口温度に基づき、噴霧ノズル11の噴霧量を制御する。また、再循環量を制御する。噴霧量等は、圧縮機入口空気湿度に基づいて補正されることが好ましい。気温が高くなるに従い、噴霧量(或いは噴霧量の制限値)は大きくなり、湿度が高い場合より低い場合に噴霧量(或いは噴霧量の制限値)は大きくなるようにすることができる。

【0121】圧縮機に供給される空気の検知温度が設定

された第1の温度領域の場合に前記再循環を行い、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を停止し、前記検知温度が前記第1の温度領域より高い第2の温度領域の場合に、前記再循環を停止し、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を停止し、前記第2の温度領域より高い第3の温度領域の場合に、前記再循環を停止し、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を行うよう制御する。

【0122】コンバインドプラントの効率が低い領域の上限と下限の温度を設定し、前記第1の温度域と第2の温度域との切換え温度、第2の温度域と第3の温度域との切換え温度とすることが好ましい。コンバインドプラントの効率が低い15℃以上22℃以下の温度から前記各温度を設定することが好ましい。プラントによってはこの領域から外れる場合は、プラントに応じて設定することが好ましい。

【0123】圧縮機入口温度を監視して、プラント効率が最高となる圧縮機入口温度となり且つプラント負荷が常に一定となるように、再循環量と水噴霧量を制御することにある。

【0124】前記第1の温度領域の場合、例えば、圧縮機入口温度がプラント効率が高効率となる吸気温度域よりも低い場合、圧縮機入口温度を入力とする関数発生器FG3において吸気温度が低いほど再循環率が大きくなる信号S1が求められる。

【0125】この信号S1は調節器P13に与えられ、再循環量制御手段10を制御する。前記信号S1は、再循環量を所望出力等により制御し、再循環量の制限値として利用することもできる。

【0126】前記第2の温度領域の場合は、再循環及び噴霧ノズル11からの液滴噴霧を停止する。第3の温度領域の場合、例えば圧縮機入口温度がプラント効率が高効率となる吸気温度よりも高い場合、圧縮機入口温度、湿度を入力とする関数発生器FG1において吸気温度が高い、相対湿度が低いほど噴霧率が大きくなる信号S2が求められる。

【0127】この信号S2は調節器P14に与えられ、給水流量調整弁12と空気流量調整弁15を制御する。

【0128】これにより、外気温度は変動しても再循環量制御と噴霧量制御によって圧縮機入口温度を一定にすることができるために、或いは変動を良好に抑制することができるので、大気温度が変動してもコンバインドプラントを高いプラント効率で運転することができる。

【0129】その際、前記第2の温度域を介して、第1の温度域と第3の温度域を設けたので、相対湿度によってプラント効率が低い大気温度が変化したが、第2の温度域を設定することで、相対湿度によるプラントが最高となる大気温度の変化を考慮しなくて良いため、プラントの運転制御を容易にし、より現実に即した運転を行うことができる。また、外気温度が変動した場合にコンバインドプラントの効率が低い第2の温度域での制御を容

易化することができる。外気温度変化があっても安定して高効率で所望の出力を得ることができる。

【0130】これにより、温度変化に対して信頼性の高いプラントを形成することができる。

【0131】また、場合によっては、前記第2温度領域を狭めて、ある設定温度の場合とすることもできる。かかる場合は、より高効率運転を図る際に適応することができる。プラント効率が低い大気温度を境界として排気再循環システムと水噴霧システムを切換えて使用できる。これにより、制御システムが容易となる。

【0132】高効率運転に関して以下詳述する。プラント効率はプラント出力（ガスタービン出力と蒸気タービン出力）と燃料流量によって決定される。図14に大気温度による効率特性を示す。大気温度がプラント効率が最高となる大気温度より低くなると圧縮機吸込重量流量が増加する。一方、燃焼温度は一定であるので燃料流量は増加しガスタービン出力は増加する。

【0133】蒸気サイクルへの影響としては圧縮機吸込重量流量の増加に伴うガスタービン排ガス流量の増加と大気温度が低くなることによるガスタービン排ガス温度の低下があるが、ガスタービン排ガス流量の影響が大きいため、蒸気タービン出力も増加する。

【0134】但し、ガスタービン出力の増加割合に対し蒸気タービン出力の増加割合が小さいため、プラント出力としての増加割合は小さくなりプラント効率としては低下することになる。

【0135】一方、大気温度がプラント効率が最高となる大気温度より高くなると、圧縮機吸込重量流量の減少に伴い、燃料流量も減少し、ガスタービン出力、蒸気タービン出力が低下するが、ガスタービン出力の低下割合が大きく、プラント効率は低下する。

【0136】図15は大気温度とプラント出力の関係を示したものである。プラント出力は大気温度によって変化し、大気温度が低くなるにつれてプラント出力は増大し、破線のようになる。しかし、実際の発電プラントでは認可出力が定められており、その出力を超えるような運転はされないと考えられる。従って、認可出力になると実線のように大気温度に関わらず認可出力一定運転となり、この時ガスタービンは部分負荷で運転される。また、大気温度が高くなると、ガスタービン圧縮機吸込重量流量、燃料流量が減少するためプラント出力は低下する。

【0137】図16は大気温度によるプラント効率特性を示したものである。

【0138】前記説明したコンバインドプラントでは、認可出力一定運転になるとガスタービンが部分負荷運転となるので、プラント効率が極端に低下する。しかし、本実施例により、ガスタービン吸気温度をプラント効率が低い大気温度と同じ状態にすることができる。

【0139】例えば、ガスタービン排ガス流量に対して

再循環率0~40%でプラント効率を相対値で約0~1.5%改善することが可能である。また、プラント効率が高くなる領域の大気温度よりも圧縮機入口温度が高い場合、ガスタービン吸気に水噴霧ノズル11から液滴を噴霧しガスタービン吸気流量に対し、0~0.2%の噴霧量でプラント効率を相対値で約0.1%改善することが可能である。

【0140】したがって、大気温度が低い場合には排気再循環システムによりガスタービン排ガスの一部を圧縮機入口に戻すことで圧縮機吸込重量流量を減少させプラント出力を低下することができるので、ガスタービンを部分負荷運転することなく、認可出力一定運転が可能となる。また、大気温度が高い場合には、吸気水噴霧システムにより、圧縮機吸込重量流量を増加させ、プラント出力を増加することができ、大気温度に依らず高効率で一定負荷運転を図ることができる。実施例7を図11~図16を用いて説明する。

【0141】実施例7は、基本的に実施例6の構造を有することができる。実施例6の制御に対して、圧縮機に供給される空気温度の検知温度が設定された第1の温度領域の場合に前記再循環を行い、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を停止し、前記検知温度が前記第1の温度領域より高い第2の温度領域の場合に、前記噴霧装置からの液滴の噴霧の両方を起動し、前記第2の温度領域より高い第3の温度領域の場合に、前記再循環を停止し、前記噴霧装置からの液滴の噴霧を行うよう制御する点が相違する。

【0142】第1の温度領域と第2の温度領域との切換え温度や、第2の温度領域と第3の温度領域との切換え温度は実施例6と同様に設定することもできる。図13に制御線の一例を示す。

【0143】まず、第1の温度域（例えば、圧縮機入口温度がプラント効率が最高となる圧縮機入口温度よりも低い場合）には、圧縮機入口温度が低いほど、再循環量が多くなる制御とすることができる。

【0144】第2の温度域（例えば、圧縮機入口温度がプラント効率が最高となる圧縮機入口温度を含む温度域）では、ガスタービン排ガスを再循環させ、水噴霧ノズル11からの前記液滴噴霧を行う。

【0145】本実施例では、図13では第2温度域は19℃以上25℃以下の場合を示す。好ましくは、第2温度域を設定値の高温側領域と低温側領域とに分ける。設定値はコンバインドプラントの効率が低い値を基に設定することが好ましい。例えば、15℃から22℃とすることができる。設定値からプラスマイナス2℃~3℃程度をもって第2の温度領域を設定することもできる。

【0146】前記第2の温度域は、プラントが安定して運転できる温度域を設定するとよい。具体的には圧縮機入口温度幅が5℃程度にすることもできる。

【0147】前記低温側領域では、再循環量を一定に保

10

20

30

40

50

持すると共に吸気水噴霧システムを作動させる。水噴霧ノズルからの前記液滴の噴霧量（或いは噴霧量の制限値）は温度が低い場合より高い場合に高くなるように設定することが好ましい。プラント負荷を一定、プラント効率が高くなる圧縮機入口温度となるように噴霧量を制御することができる。圧縮機入口温度がプラント効率が最高となる圧縮機入口温度となるまでは再循環量は一定、噴霧量は圧縮機入口温度が高くなるほど増加する制御とすることができる。

【0148】前記高温側領域では、噴霧量を一定にし、圧縮機に供給される空気温度が低い場合より高い場合に再循環量が少なくなるよう制御することが好ましい。

【0149】第3の温度域（例えば、圧縮機入口温度がプラント効率が最高となる圧縮機入口温度よりも高い場合）には、ガスタービン排ガスの再循環を停止し、水噴霧ノズル11からの水噴霧を行う。例えば、圧縮機入口温度が高くなるほど噴霧量が多くなる制御とすることができる。

【0150】これにより、外気温度が変動した場合であっても、高効率で一定不可運転ができる。

【0151】外気温度が変動した場合であっても、燃焼排ガスの再循環と水噴霧ノズル11からの前記液滴噴霧を共に行う領域を有するので、第2の温度域での切換えをスムーズに行う。

【0152】また、プラント効率の高い温度域での効率や出力が変動する恐れを抑制することができる。スムーズに前記液滴噴霧や再循環を図り、出力変動を抑制し、所望の出力からの変動を抑制できる。

【0153】前記第2温度領域、水噴霧ノズル11からの水噴霧とガスタービン排ガスの再循環との切換えが本温度領域近傍で生じる領域で（例えば、コンバインドプラントが高効率運転ができる温度域）、本実施例のような前記水滴噴霧と再循環を行う温度領域を形成することにより、外気温度が急変しても迅速に応答して高効率運転ができる。また、外気温度が変動しても、高効率で負荷変動を抑えた運転（好ましくは一定負荷運転）に大きく寄与することができる。特に第2温度域での外気温度変動による前記液滴噴霧量の変動や再循環量の変動させる際の出力の変動を抑制することが容易となる。

【0154】実施例8を図17を用いて説明する。

【0155】実施例8は、ガスタービン排ガス中の炭酸ガス（例えば、二酸化炭素）を減少させるに際して、炭酸ガスを濃縮させる炭酸ガス濃縮機構と、濃縮された炭酸ガスを含有する排ガスを供給して含まれる炭酸ガス濃度を減少させる炭酸ガス除去装置41を備えるものである。

【0156】上記により、炭酸ガスを濃縮させた炭酸ガス含有排ガスを炭酸ガス除去装置41に導入して炭酸ガスを減小することができるので、例えば単にガスタービンプラントに炭酸ガス除去装置を設置した場合に比べて

高効率で炭酸ガスを除去できる。また、従来型プラント設置される炭酸ガス除去装置と同じ除去性能を有する場合は炭酸ガス除去装置の小型化を図ることができる。

【0157】このため、ガスタービン排ガスの流れる流路に設置する炭酸ガス除去装置が小型化できるので、圧力損失を抑制でき、ガスタービンの高効率運転に寄与できる。

【0158】加えて、前記炭酸ガス濃縮機構として、本実施例のようにガスタービン排ガスを再循環させてガスタービンを運転して、高濃度の炭酸ガス排ガスを生成し、該高濃度のガスタービン排ガスが炭酸ガス除去装置に導入されるように形成することにより、更にガスタービンの高効率運転ができる。

【0159】このように、ガスタービンの高効率運転を図りつつ、高効率で炭酸ガス除去ができるので、環境に配慮して環境にやさしいガスタービン或いはコンバインドプラントを形成するという基本効果を有する。

【0160】また、前記噴霧ノズル11を前述の実施例のように運転することがさらに好ましい。

【0161】ここで、図18に再循環率に対する排気ガス中の二酸化炭素の割合を示す。このように、排気再循環型プラントではガスタービン排ガスをガスタービン吸気側に戻してガスタービンサイクル内で循環させることで二酸化炭素の濃度が従来型プラントに比べて高くなる。再循環量が多くなるに従い排ガス中の炭酸ガス濃度も高くなる。このため、二酸化炭素の除去効率も高くなる。ガスタービン排ガス中の酸素濃度がゼロとなる条件、すなわち排気再循環割合を75%とした場合、排ガス中の二酸化炭素濃度は従来型プラントに比べ約4倍となる。尚、高効率に炭酸ガスの除去を図りつつ、ガスタービンの燃焼安定性の高い再循環運転を図るためには、再循環量をガスタービン排ガスの流量の75%より少なくすることが好ましい。

【0162】炭酸ガス除去装置の性能は炭酸ガスの濃度、体積流量、伝達面積に比例するので、炭酸ガス除去装置の性能が同じであれば、炭酸ガスの濃度が4倍になれば、伝達面積を1/4にすることができる。また、例えば再循環率はガスタービン排ガスの3/4以下であっても再循環率が高い領域で運転することにより、より効率的に炭酸ガスを除去でき、プラントへの熱回収量が多くなり高効率運転に寄与できる。

【0163】実施例8は、基本的に実施例6の構造を有することができる。実施例6の構造に加えて、排気経路31に炭酸ガス除去装置41aを設定している例を示す。

【0164】ガスタービン3で排出された排ガスは、再循環手段9を経てコンプレッサ1上流側に供給される。大気と再循環された排気ガスとの混合ガスはコンプレッサ1に導入され昇圧される。コンプレッサ1から吐出される前記混合ガスと燃料は燃焼器2に導入されて燃焼さ



れる。再循環手段9を持たない単なるガスタービンより炭酸ガス濃度の高い燃焼排ガスが燃焼器2から排出されガスタービン3を駆動する。高炭酸ガス濃度の排ガスの一部は再循環手段9へ分岐され、残りは該分岐部より下流側の排ガス経路31に設置された炭酸ガス除去装置41aに導入されて炭酸ガス濃度を減少させる。炭酸ガス濃度を減少した排ガスは煙突等から大気へ排出される。

【0165】これにより、前記基本効果に加えて、本炭酸ガス除去装置41をガスタービンと再循環手段9との分岐部との間の排ガス経路32や再循環手段9に設置するのと比較しても、炭酸ガス除去装置41に供給する排ガス中の炭酸ガス濃度を高く維持することができる。このため、かかる点で高効率に炭酸ガスを除去する運転ができる。また、このため、それほど高効率を求めない場合は、所望の性能を得つつ、炭酸ガス除去装置41を小型化することができる。また、小型化のためにガスタービン排ガス経路での圧力損失を低減でき、係る点においてもガスタービンの高効率運転に寄与することができる。また、ガスタービン排ガス流量のうち、再循環手段9で分岐された残りの大気へ排出される流量が炭酸ガス除去装置9に導入されるので、流量が少なくすみ、係る点においても圧力損失を抑制することができ、ガスタービンの高効率運転に寄与する。

【0166】また、再循環量を変動するよう制御した場合であっても、大気へ排出する炭酸ガスの制御が容易となる。

【0167】炭酸ガス除去装置41は、例えば、炭酸ガス除去装置に供給される炭酸ガス濃度を5%から10%程度減少させる炭酸ガス除去性能を有するものを使用することができる。例えば、アミン系吸収剤を用いたもの

【0168】また、例えば再循環手段9の分岐部より下流側に排熱回収ボイラ4がある場合は、よりコンパクト化を図る点や材料強度等の観点から炭酸ガス除去装置は排熱回収ボイラの downstream であることが好ましい。排ガス経路の機器の簡素化からは排熱回収ボイラ内に設置することも考えられる。

【0169】実施例9を図17を用いて説明する。

【0170】実施例9は、基本的には実施例8の構造を採用することができる。

【0171】実施例9は実施例8の炭酸ガス除去装置41aに代えて、ガスタービンと再循環手段9への分岐部との間の排ガス経路32に炭酸ガス除去装置41bを設置する。

【0172】ガスタービン3で排出された排ガスは、再循環手段9を経てコンプレッサ1上流側に供給される。大気と再循環された排気ガスとの混合ガスはコンプレッサ1に導入され昇圧される。コンプレッサ1から吐出される前記混合ガスと燃料は燃焼器2に導入されて燃焼される。再循環手段9を持たない単なるガスタービンより

炭酸ガス濃度の高い燃焼排ガスが燃焼器2から排出されガスタービン3を駆動する。高炭酸ガス濃度の排ガスは炭酸ガス除去装置41bに導入されて炭酸ガス濃度を減少させる。炭酸ガス濃度を減少した排ガスの一部は再循環手段9へ分岐され、残りは煙突等から大気へ排出される。

【0173】このように、前述の実施例8の基本効果に加えて、再循環手段9や排ガス経路31に炭酸ガス除去手段41を設置する場合より、大流量の高炭酸ガス濃度の排ガスを炭酸ガス除去装置41bに供給することができる。このため、炭酸ガス除去装置41bの単位体積当りの炭酸ガス捕捉量が多くなり、炭酸ガス除去効率を向上させることができる。また、それほど高効率を求めないならば、所望の性能を得つつ、炭酸ガス除去装置41の小型化を図ることができる。

【0174】実施例10を図17を用いて説明する。

【0175】実施例10は、基本的には実施例8の構造を採用することができる。

【0176】実施例10は実施例8の炭酸ガス除去装置41aに代えて、再循環手段9に炭酸ガス除去装置41cを設置する。

【0177】ガスタービン3で排出された排ガスは、再循環手段9を経てコンプレッサ1上流側に供給される。大気と再循環された排気ガスとの混合ガスはコンプレッサ1に導入され昇圧される。コンプレッサ1から吐出される前記混合ガスと燃料は燃焼器2に導入されて燃焼される。再循環手段9を持たない単なるガスタービンより炭酸ガス濃度の高い燃焼排ガスが燃焼器2から排出されガスタービン3を駆動する。高炭酸ガス濃度の排ガスの一部は再循環手段9へ分岐され、残りは煙突等から大気へ排出される。再循環手段9へ分岐された排ガスは、炭酸ガス除去装置41bに導入されて炭酸ガス濃度を減少させる。炭酸ガス濃度を減少した排ガスのは再びコンプレッサ1へ供給される。

【0178】このように、前述の実施例8の基本効果に加えて、排ガスから大気へ放出する経路に圧力損失を生じる炭酸ガス除去装置41を設置しなくともよいので、ガスタービン高効率運転に寄与する事ができる。また、既に設置されたガスタービンプラントに追加設置する場合も含めて、炭酸ガス除去装置41cの設置が容易である。また、再循環手段を必要に応じて使用するガスタービンプラントにおいては、ガスタービン排ガスが常に流れる系統とは別に炭酸ガス除去装置41cを設置したので、メンテナンスが容易となる。たとえば、炭酸ガス除去装置41cをメンテナンスする場合であっても、再循環ラインに流れ込む排ガスを閉止することにより、ガスタービン運転を継続しつつメンテナンスができることも考えられる。

【0179】

【発明の効果】本発明により、高効率で運転できる部分



負荷運転範囲の広い排気再循環型ガスタービン装置を提供できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施例の概要図。

【図2】統括制御装置の制御概要図。

【図3】圧縮機内部の翼周辺流体挙動を示す図。

【図4】水噴霧による圧縮機内のインシデンス変化を示す図。

【図5】再循環率と噴霧率の関係を示す図。

【図6】噴霧ノズル位置概要図。

【図7】統括制御装置の制御概要図。

【図8】圧縮機出口温度と噴霧率の関係を示す図。

【図9】負荷—再循環率—混合気温度の関係を示す図。

【図10】負荷に対する熱効率を示す図。

【図11】本発明の実施例の概要図。

【図12】統括制御装置の制御概要図。

\*【図13】制御線の概要図。

【図14】大気温度による効率特性を示す概要図。

【図15】大気温度とプラント出力を示す概要図。

【図16】大気温度によるプラント効率を示す概要図。

【図17】本発明の実施例の概要図。

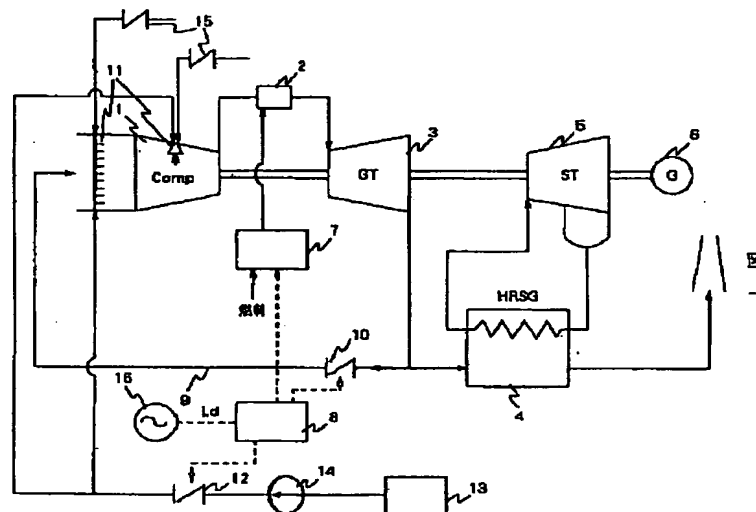
【図18】再循環率に対する排ガス中の酸素および二酸化炭素の割合を示す概要図。

【符号の説明】

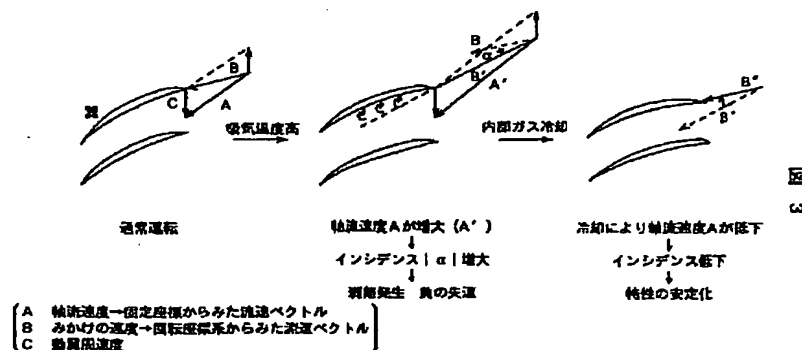
1…コンプレッサ、2…燃焼器、3…ガスタービン、4…排熱回収ボイラ（HRSG）、5…蒸気タービン、6…発電機、7…燃料供給系、8…統括制御装置、9…排気再循環手段、10…排気再循環量調整弁、11…噴霧ノズル、12…給水流量調整弁、13…給水タンク、14…給水ポンプ、15…空気流量調整弁、16…中央給電指令所。

\*

【図1】



【図3】



【図2】

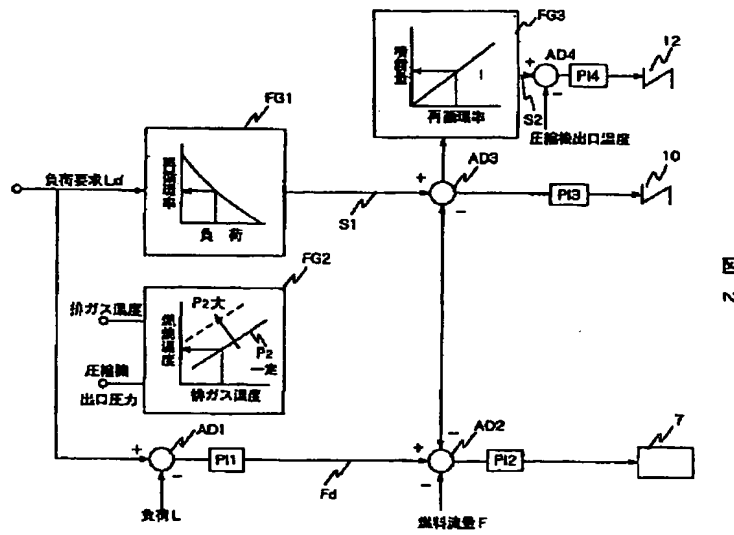


図 2

【図4】

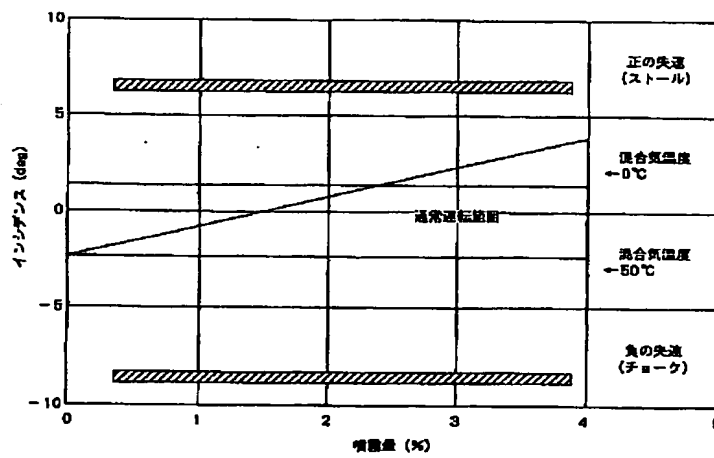


図 4

【図5】

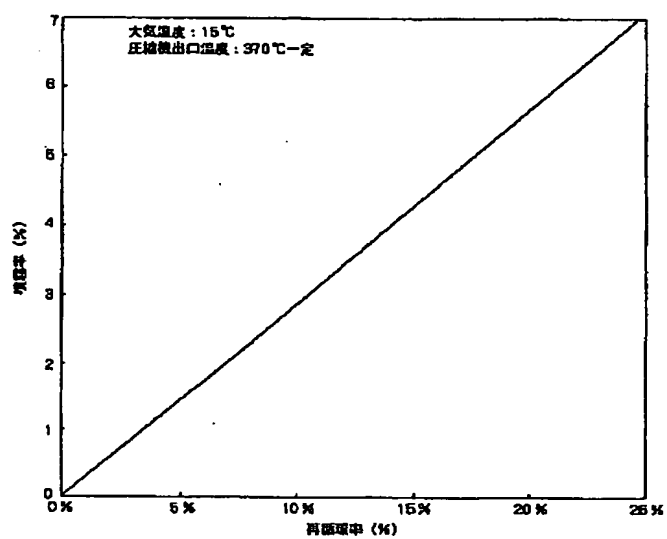
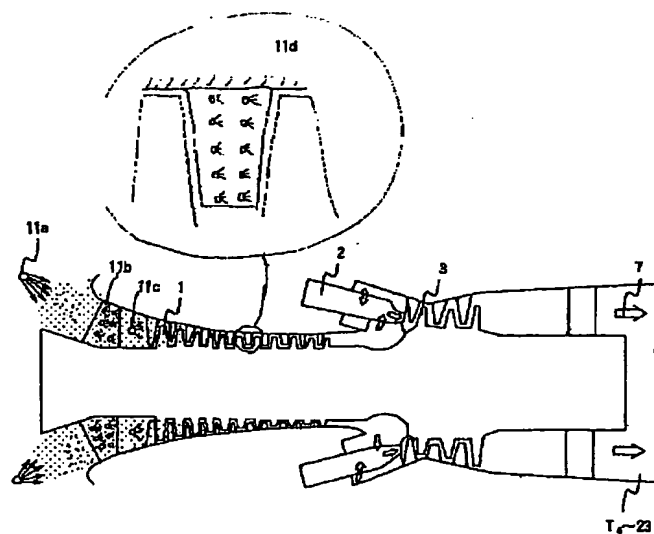
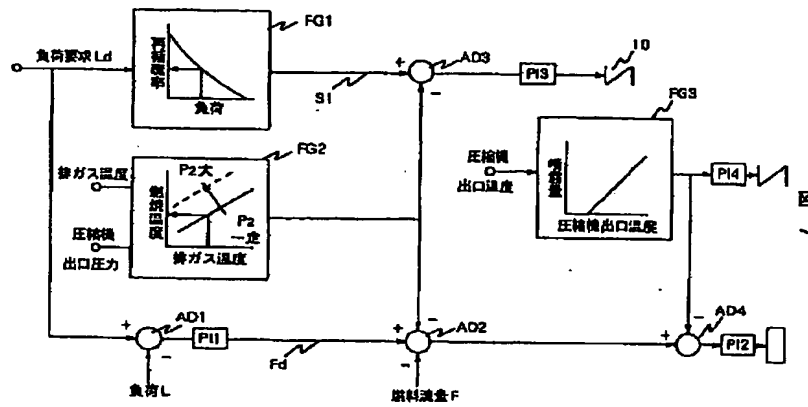


図 5

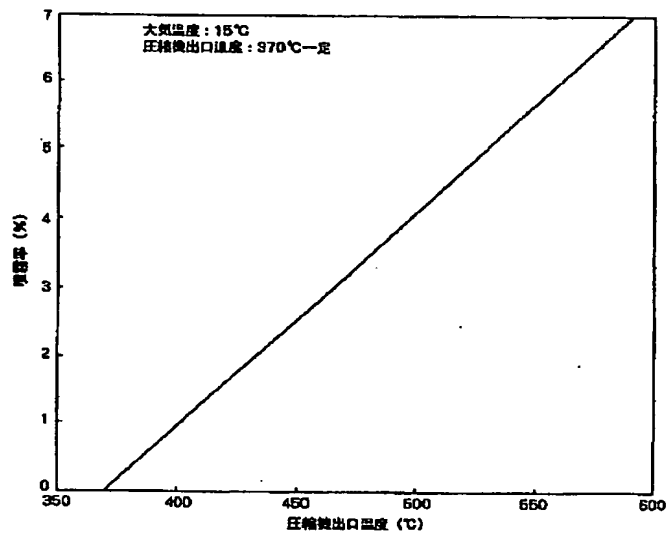
【図6】



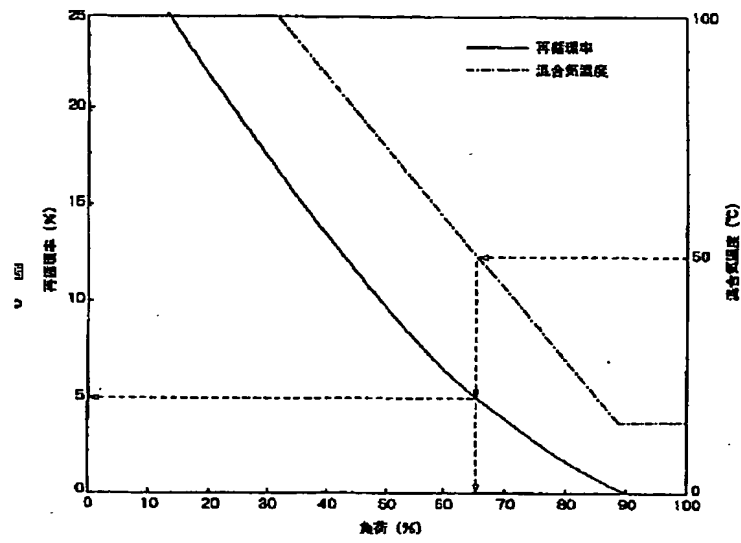
【図7】



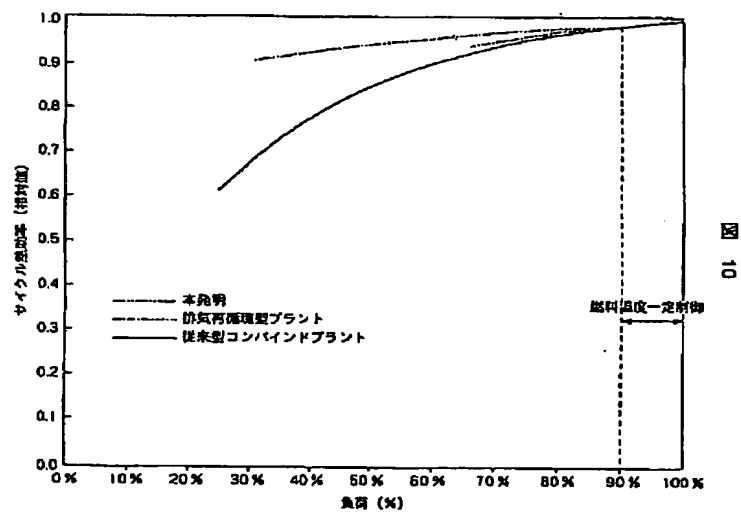
【図8】



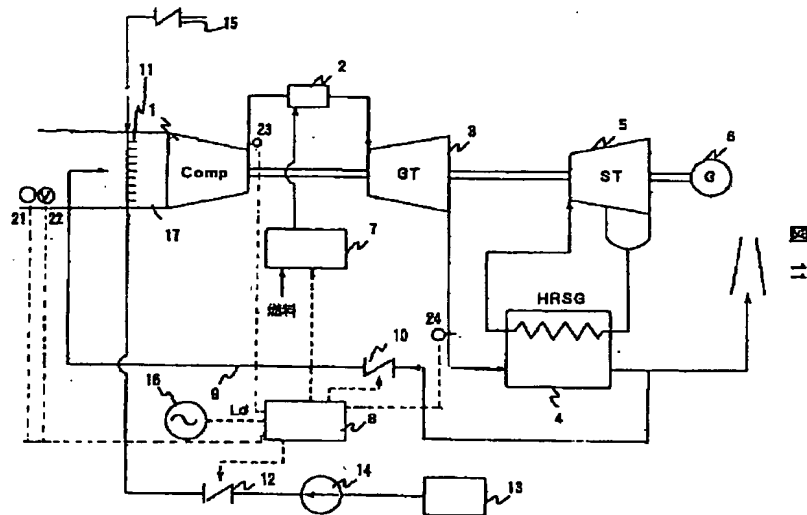
【図9】



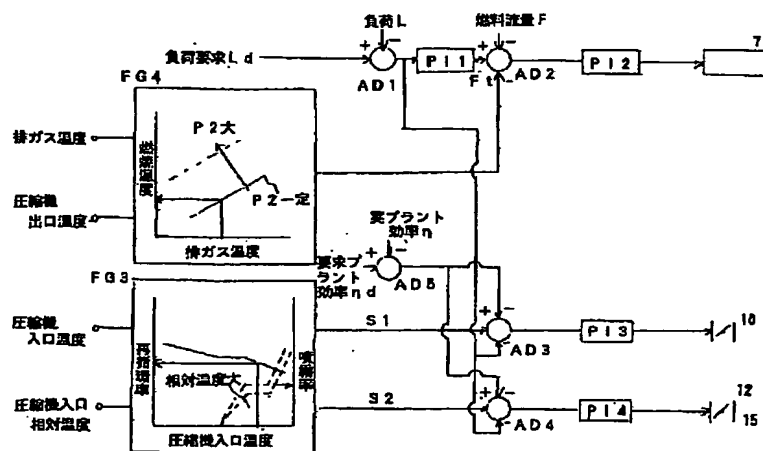
【図10】



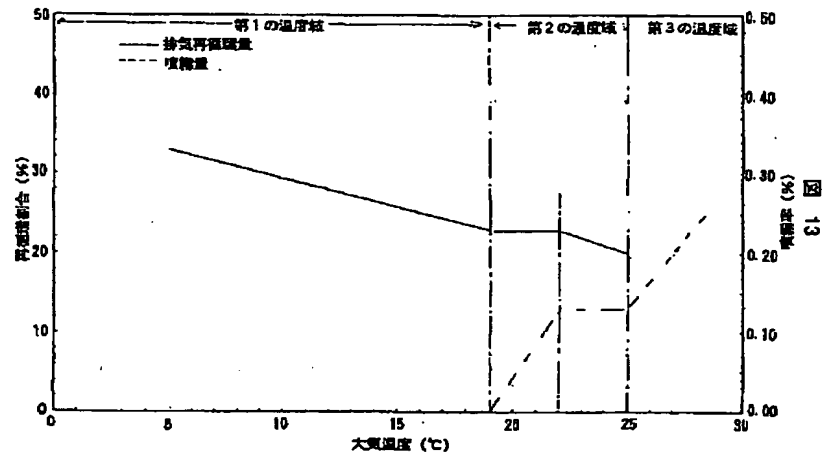
【図11】



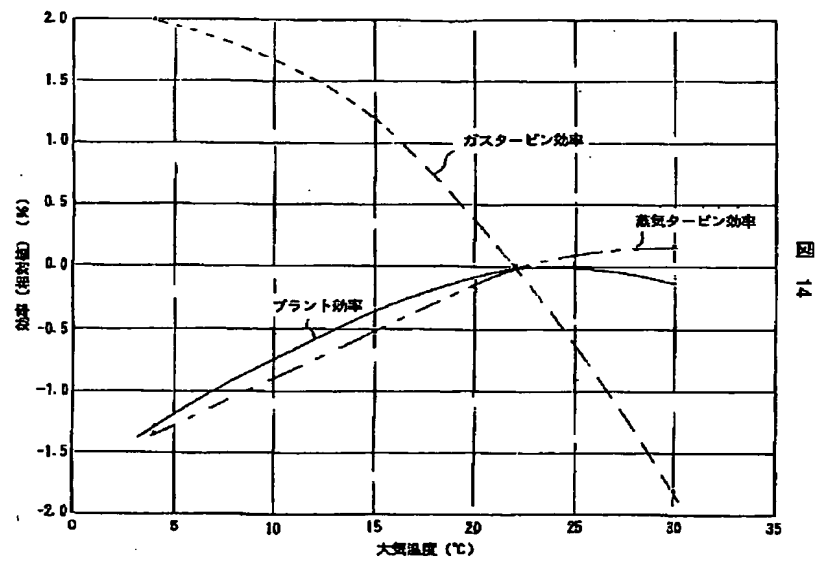
【図12】



【図13】



【図14】



【図15】

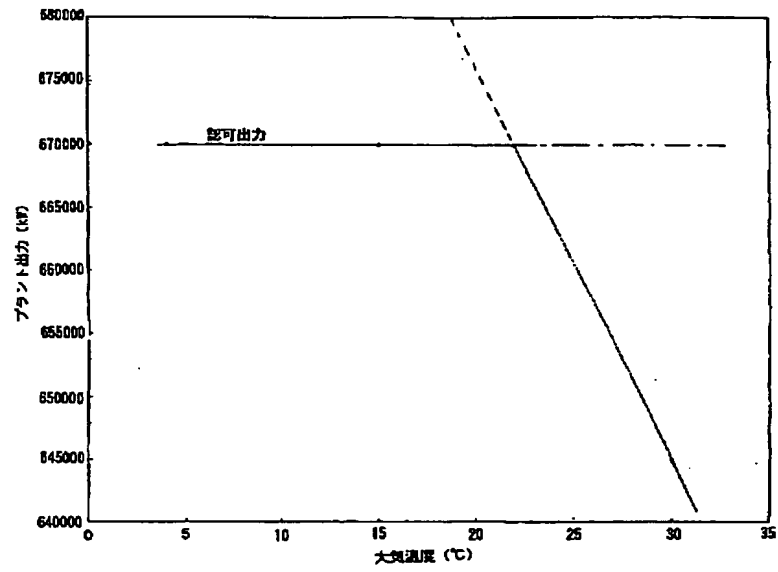


図 15

【図16】

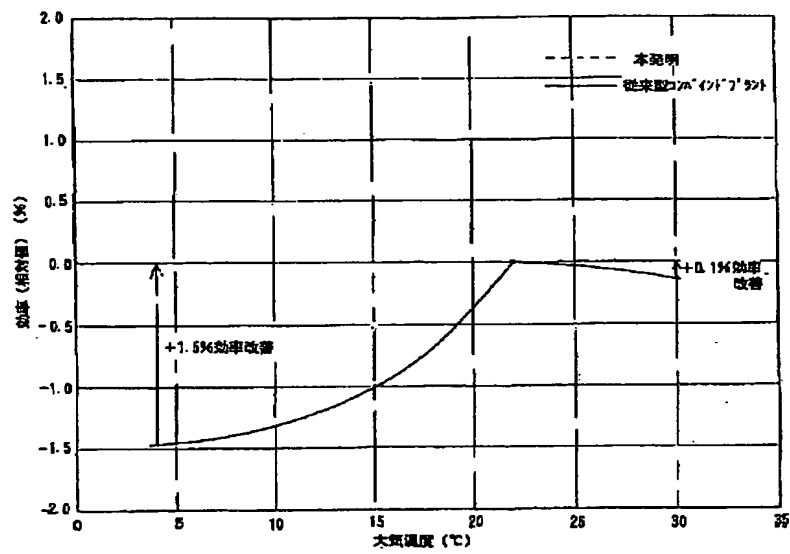


図 16



【図17】

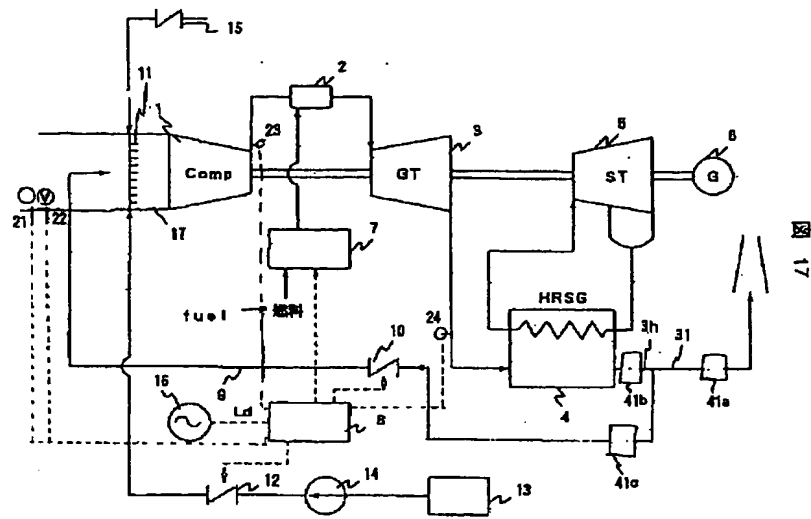


図 17

【図18】

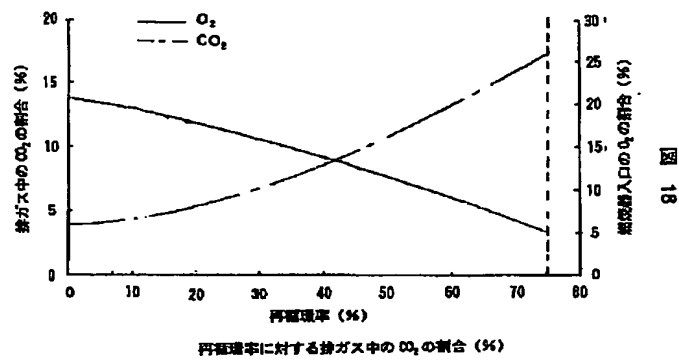


図 18

フロントページの続き

(51)Int.Cl.<sup>6</sup>

// F 0 2 C 3/30

識別記号

F I

F 0 2 C 3/30

D

B

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-072027

(43)Date of publication of application : 16.03.1999

(51)Int.Cl.

F02C 3/34  
F01K 23/10  
F02C 6/18  
F02C 7/057  
F02C 7/143  
// F02C 3/30

(21)Application number : 10-181897

(71)Applicant : HITACHI LTD

(22)Date of filing : 29.06.1998

(72)Inventor : KATAOKA MATOSHI  
UTAMURA MOTOAKI  
KUWABARA TAKAAKI

(30)Priority

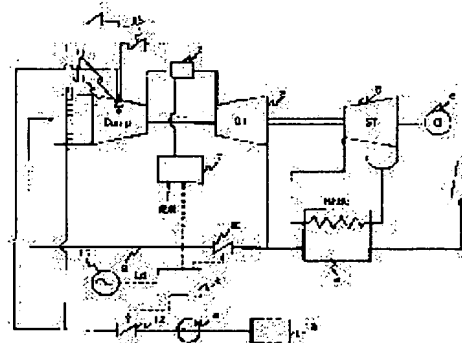
Priority number : 09171466 Priority date : 27.06.1997 Priority country : JP

## (54) EXHAUST GAS RECIRCULATION TYPE COMBINED PLANT

## (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To expand a scope of partial load operation which can be operated with high efficiency by spraying liquid droplets from a spray device to evaporate them in a compressor so as to suppress a rise of a temperature at an outlet of the compressor and increase a recirculation amount when a part of exhaust gas from a gas turbine is recirculated into an inlet of the compressor.

**SOLUTION:** This plant is provided with a recirculation means 9 which recirculates a part of exhaust gas from a gas turbine 3 into an inlet of a compressor 1 and a recirculation amount control means 10 which controls a recirculation amount. Furthermore, a spray nozzle 11 is arranged in a suction duct of the compressor 1 to spray minute liquid droplets. Since spray of liquid droplets which vaporize in the compressor can be introduced to cool the gas inside the compressor, it is possible to raise a temperature of suction air in the compressor. That is, an exhaust air recirculation amount can be increased, and a scope of highly efficient partial load operation can be expanded. Moreover, the thermal efficiency of combined cycle total can be improved.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 28.03.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

**\* NOTICES \***

**JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.**

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**CLAIMS**

---

**[Claim(s)]**

[Claim 1] The combustor which burns the compressor which compresses air, the compressed air breathed out from this compressor, and a fuel, The gas turbine driven by the combustion gas from this combustor, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, The amount control unit of recycling which adjusts the gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine, Exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by having the atomiser made introduce a drop in the compressor with which the mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which passed through said recycling path flows, and it was made for said drop made to introduce to evaporate while flowing down the inside of said compressor.

[Claim 2] The combustor which burns the compressor which compresses air, the compressed air breathed out from this compressor, and a fuel, The gas turbine driven by the combustion gas from this combustor, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, The amount control unit of recycling which adjusts the gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine, A drop is sprayed on the gas turbine exhaust gas which passed through the air supplied to said compressor, or said recycling path. Exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by having the atomiser made introduce a drop in the compressor with which said air and said gas turbine exhaust gas flow, and it was made for said drop made to introduce to evaporate while flowing down the inside of said compressor.

[Claim 3] The combustor which burns the compressor which compresses air, the compressed air breathed out from this compressor, and a fuel, The gas turbine driven by the combustion gas from this combustor, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, The amount control unit of recycling which adjusts the gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine, Exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by having arranged the atomiser which makes a drop introduce in the compressor with which the mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which passed through said recycling path flows, and with which mean particle diameter sprays a drop 30 micrometers or less to the upstream of said compressor.

[Claim 4] The combustor which burns the compressor which compresses air, the compressed air breathed out from this compressor, and a fuel, The gas turbine driven with the combustion gas from this combustor, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, The amount control unit of recycling which adjusts the gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine, The atomiser made introduce a drop in the compressor with which the mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which passed through said recycling path flows, and it was made for said drop made to introduce to evaporate while flowing down the inside of said compressor, Exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by having the amount control device of spraying which controls the amount of spraying of said drop corresponding to said amount of recycling.

[Claim 5] The combustor which burns the compressor which compresses air, the compressed air breathed out from this compressor, and a fuel, The gas turbine driven by the combustion gas from this combustor, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, The amount control unit of recycling which adjusts the gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine, The

atomiser made introduce a drop in the compressor with which the mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which passed through said recycling path flows, and it was made for said drop made to introduce to evaporate while flowing down the inside of said compressor, Exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by having the amount control device of spraying which controls the amount of spraying of said drop corresponding to fluctuation of the load of gas turbine equipment.

[Claim 6] The combustor which burns the compressor which compresses air, the compressed air breathed out from this compressor, and a fuel, The gas turbine driven by the combustion gas from this combustor, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, The amount control unit of recycling which adjusts the gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine, The atomiser made introduce a drop in the compressor with which the mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which passed through said recycling path flows, and it was made for said drop made to introduce to evaporate while flowing down the inside of said compressor, Exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by having the amount control device of spraying which controls the amount of spraying of said drop corresponding to change whenever [ mixture gas temperature / which is introduced into said compressor ].

[Claim 7] The combustor which burns the compressor which compresses air, the compressed air breathed out from this compressor, and a fuel, The gas turbine driven by the combustion gas from this combustor, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, The amount control unit of recycling which adjusts the gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine, The atomiser made introduce a drop in the compressor with which the mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which passed through said recycling path flows, and it was made for said drop made to introduce to evaporate while flowing down the inside of said compressor, Exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by having the control device which controls said amount of recycling and amount of spraying of said drop corresponding to a load so that the load of a combined plant controls fluctuation of the combustion temperature of the combustor between 50% and 80%.

[Claim 8] The combustor which burns the compressor which compresses air, the compressed air breathed out from this compressor, and a fuel, The gas turbine driven by the combustion gas from this combustor, and the exhaust-heat-recovery boiler made to generate a steam by making the exhaust gas from a gas turbine into a heat source, The steam turbine driven with the steam generated by this exhaust-heat-recovery boiler, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, The amount control unit of recycling which adjusts the gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine, The atomiser made introduce a drop in the compressor with which the mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which passed through said recycling path flows, and it was made for said drop made to introduce to evaporate while flowing down the inside of said compressor, The combined plant characterized by having the control device which the load of a combined plant controls said amount of spraying between 50% and 80%, and is controlled so that the amount of recycling increases continuously as a load becomes low.

[Claim 9] The combustor which burns the compressor which compresses air, the compressed air breathed out from this compressor, and a fuel, The gas turbine driven by the combustion gas from this combustor, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, The atomiser made introduce a drop in the compressor with which the mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which passed through said recycling path flows, and it was made for said drop made to introduce to evaporate while flowing down the inside of said compressor, Said recycling is performed when it is the temperature detection equipment which detects the air temperature supplied to a compressor, and the 1st temperature field where said detection temperature was set up. Spraying of the drop from said atomiser is stopped. In the case of the 2nd temperature field where said detection temperature is higher than said 1st temperature field Exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by having the control device controlled to perform said recycling, to spray the drop from said atomiser, to stop said recycling in the case of the 3rd temperature field higher than said 2nd temperature field, and to spray the drop from said atomiser on it.

[Claim 10] The combustor which burns the compressor which compresses air, the compressed air breathed out from this compressor, and a fuel, The gas turbine driven by the combustion gas from this combustor, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, The atomiser made introduce a drop in the compressor with which the

mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which passed through said recycling path flows, and it was made for said drop made to introduce to evaporate while flowing down the inside of said compressor, Said recycling is performed when it is the temperature detection equipment which detects the air temperature supplied to a compressor, and the 1st temperature field where said detection temperature was set up. Spraying of the drop from said atomiser is stopped. In the case of the 2nd temperature field where said detection temperature is higher than said 1st temperature field Exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by having the control device controlled to stop said recycling, to stop spraying of the drop from said atomiser, to stop said recycling in the case of the 3rd temperature field higher than said 2nd temperature field, and to spray the drop from said atomiser.

[Claim 11] Exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by having the control device controlled in the exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment of claim 1 according to the humidity of the air to which the amount of drop spraying of said atomiser is supplied by the compressor.

[Claim 12] The combustor which burns the compressor which compresses air, the compressed air breathed out from this compressor, and a fuel, The gas turbine driven by the combustion gas from this combustor, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, Exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by having the carbon-dioxide-gas stripper which decreases the carbon-dioxide-gas concentration in the combustion gas with which the air which is installed in the passage of gas turbine exhaust gas, and contains said said exhaust gas by which recycling was carried out was introduced into said combustor, and was discharged.

[Claim 13] It is exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by being arranged among the paths of said exhaust gas between the emission sections in which said carbon-dioxide-gas removal means emits a tee with said recycling path, and said exhaust gas to atmospheric air in the exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment of said claim 12.

[Claim 14] It is exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by arranging said carbon-dioxide-gas removal means between the tees of said gas turbine and said recycling path among the paths of said exhaust gas in the exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment of said claim 12.

[Claim 15] It is exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by installing said carbon-dioxide-gas removal means in said recycling path in the exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment of said claim 12.

[Claim 16] Compress air with a compressor and the air and the fuel which were this compressed are burned with a combustor. Drive a gas turbine by the combustion gas from this combustor, and said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas through a recycling path. The gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine is adjusted. The operating method of the exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by the thing made the drop introduce in the compressor with which the mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which sprayed the drop from the atomiser and passed through said recycling path flows, and it was made for said drop made to introduce to evaporate while flowing down the inside of said compressor.

[Claim 17] Compress air with a compressor and the air and the fuel which were this compressed are burned with a combustor. Drive a gas turbine by the combustion gas from this combustor, and said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas through a recycling path. The gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine is adjusted. The operating method of the exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by controlling said amount of recycling corresponding to a load so that the load of gas turbine equipment controls fluctuation of the combustion temperature of the combustor between 50% and 80%, introducing a drop in a compressor, and controlling the temperature rise of the compressed air of a compressor outlet.

[Claim 18] Compress air with a compressor and the air and the fuel which were this compressed are burned with a combustor. While driving a gas turbine by the combustion gas from this combustor and making a steam turbine drive with the steam which was made to generate a steam by having made said gas turbine exhaust gas into the heat source, and was generated Said compressor inlet port is made to carry out recycling of said a part of gas turbine exhaust gas through a recycling path. The gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine is adjusted. Corresponding to a load, control said amount of recycling so that the load of a combined plant controls fluctuation of the combustion temperature of the combustor between 50% and 80%, and said amount of spraying of the drop evaporated while flowing down the inside of said

compressor is controlled. The operating method of the exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by controlling so that the amount of recycling may increase continuously as a load becomes low.

[Claim 19] Compress air with a compressor and the air and the fuel which were this compressed are burned with a combustor. Drive a gas turbine with the combustion gas from this combustor, and said compressor inlet port is made to carry out recycling of said a part of exhaust gas through a recycling path. Make a drop introduce in the compressor with which the mixed gas of the combustion gas and air which sprayed the drop from the atomiser and passed through said recycling path flows, and while flowing down the inside of said compressor, it is made for said drop made to introduce to evaporate. Detect the air temperature supplied to a compressor, and said recycling is performed when it is the 1st temperature field where said detection temperature was set up. Said spraying is stopped. In the case of the 2nd temperature field where said detection temperature is higher than said 1st temperature field The operating method of the exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by what said recycling is performed, said spraying is performed, said recycling is stopped in the case of the 3rd temperature field higher than said 2nd temperature field, and said spraying is carried out for to it.

[Claim 20] Compress air with a compressor and the air and the fuel which were this compressed are burned with a combustor. Drive a gas turbine with the combustion gas from this combustor, and said compressor inlet port is made to carry out recycling of said a part of exhaust gas through a recycling path. Make a drop introduce in the compressor with which the mixed gas of the combustion gas and air which sprayed the drop from the atomiser and passed through said recycling path flows, and while flowing down the inside of said compressor, it is made for said drop made to introduce to evaporate. Detect the air temperature supplied to a compressor, and said recycling is performed when it is the 1st temperature field where said detection temperature was set up. Said spraying is stopped. In the case of the 2nd temperature field where said detection temperature is higher than said 1st temperature field The operating method of the exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by what said recycling is stopped, said spraying is stopped, said recycling is stopped in the case of the 3rd temperature field higher than said 2nd temperature field, and said spraying is carried out for to it.

[Claim 21] Compress air with a compressor and the air and the fuel which were this compressed are burned with a combustor. Drive a gas turbine with the combustion gas from this combustor, and said compressor inlet port is made to carry out recycling of said a part of exhaust gas through a recycling path. The operating method of the exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by decreasing the carbon-dioxide-gas concentration in the combustion gas which the fuel was burned with said combustor using the air containing said said exhaust gas by which recycling was carried out, was this burned, and was discharged.

---

[Translation done.]

**\* NOTICES \***

**JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.**

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**DETAILED DESCRIPTION**

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to gas turbine equipment, and relates to the combined cycle plant of the exhaust-gas-recirculation mold which circulates through exhaust air to a compressor air inlet side.

[0002]

[Description of the Prior Art] The exhaust-gas-recirculation mold combined plant which prevents decline in the cycle thermal efficiency at the time of a partial load is indicated by JP,7-34900,A by returning a part of exhaust air of a gas turbine to a compressor inlet port, raising a compressor intake-air temperature, and inhibiting that the degree of \*\*\*\*\*, as a result gas turbine exhaust-gas temperature at the time of a partial load fall.

[0003] Moreover, before the gas turbine exhaust gas by which recycling was carried out goes into a compressor, water is sprayed and is evaporated, a condensator is formed in the path of the compressed air which came out of the compressor, heat recovery of the cooling medium is supplied and carried out, and raising the heat recovery ratio from exhaust gas is indicated by JP,56-141040,A.

[0004]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, in JP,7-34900,A, it is stabilized, and exhaust gas recirculation is carried out and it is not indicated at all about the ability of the range which is efficient and can carry out partial load operation to be made large. Moreover, JP,56-141040,A is not describing partial load operation.

[0005] Moreover, in a combined cycle plant, the atmospheric temperature from which plant effectiveness serves as the highest exists, and it has the property that plant effectiveness falls, except the atmospheric temperature. Then, this invention is to offer the large exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment of a partial load operating range which it is efficient and can be operated.

[0006] Moreover, even if it is the case where an OAT is changed, it is in offering the exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment which is efficient and can obtain a desired output.

[0007]

[Means for Solving the Problem] The combustor which burns the compressor with which the 1st invention which solves said technical problem compresses air, the compressed air breathed out from this compressor, and a fuel, The gas turbine driven by the combustion gas from this combustor, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, The amount control unit of recycling which adjusts the gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine, It is exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by having the atomiser made introduce a drop in the compressor with which the mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which passed through said recycling path flows, and it was made for said drop made to introduce to evaporate while flowing down the inside of said compressor.

[0008] By this, compress air with a compressor and the air and the fuel which were this compressed are burned with a combustor. Drive a gas turbine by the combustion gas from this combustor, and said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas through a recycling path. The gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine is adjusted. It can operate so that a drop is made to introduce in the compressor with which the mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which sprayed the drop from the atomiser and passed through said recycling path flows, and said drop made to introduce may

evaporate while flowing down the inside of said compressor.

[0009] Since the amount of recycling can be made to increase since whenever [ included in a compressor / mixture gas temperature ] can be made high, evaporating a drop within a compressor and controlling the rise of compressor outlet temperature, and the effectiveness of a compressor can be improved, the degradation of a compressor is prevented and a partial load operating range can be made large.

[0010] Moreover, the combustor which burns as an example the compressor which compresses air, and the compressed air breathed out from this compressor and a fuel, The gas turbine driven by the combustion gas from this combustor, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, The amount control unit of recycling which adjusts the gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine, A drop is sprayed on the gas turbine exhaust gas which passed through the air supplied to said compressor, or said recycling path. A drop is made to introduce in the compressor with which said air and said gas turbine exhaust gas flow, and while flowing down the inside of said compressor, it has the atomiser it was made for said drop made to introduce to evaporate. thereby -- the above -- in addition, the inside of a compressor -- a drop can be comparatively evaporated in the upstream and the temperature in a compressor can be changed continuously.

[0011] Since the amount of recycling can be made to increase since whenever [ included in a compressor / mixture gas temperature ] can be made high, evaporating a drop within a compressor and controlling the rise of compressor outlet temperature, and the effectiveness within a compressor can be improved, the degradation of a compressor is prevented and a partial load operating range can be made large.

[0012] The combustor which burns the compressor with which the 2nd invention compresses air, the compressed air breathed out from this compressor, and a fuel, The gas turbine driven by the combustion gas from this combustor, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, The amount control unit of recycling which adjusts the gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine, The atomiser made introduce a drop in the compressor with which the mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which passed through said recycling path flows, and it was made for said drop made to introduce to evaporate while flowing down the inside of said compressor, It is exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by having the amount control device of spraying which controls the amount of spraying of said drop corresponding to said amount of recycling.

[0013] Since the amount of recycling can be made to increase since whenever [ included in a compressor / mixture gas temperature ] can be made high, evaporating a drop within a compressor and controlling the rise of compressor outlet temperature, and the effectiveness within a compressor can be improved, the degradation of a compressor is prevented and a partial load operating range can be made large.

[0014] And since compressor inlet temperature and outlet temperature are changed with the amount of recycling, adjustment of the suitable amount of spraying can be performed.

[0015] The partial load operating-range expansion and the improvement in effectiveness in a combined cycle plant are realizable by spraying a drop on the inhalation of air introduced in a compressor according to need at any time, and evaporating a drop within a compressor with the easy facility which fits practical use by this.

[0016] The combustor which burns the compressor with which the 3rd invention compresses air, the compressed air breathed out from this compressor, and a fuel, The gas turbine driven by the combustion gas from this combustor, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, The atomiser made introduce a drop in the compressor with which the mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which passed through said recycling path flows, and it was made for said drop made to introduce to evaporate while flowing down the inside of said compressor, Said recycling is performed when it is the temperature detection equipment which detects the air temperature supplied to a compressor, and the 1st temperature field where said detection temperature was set up. Spraying of the drop from said atomiser is stopped. In the case of the 2nd temperature field where said detection temperature is higher than said 1st temperature field The control unit controlled to perform said recycling, to spray the drop from said atomiser, to stop said recycling in the case of the 3rd temperature field higher than said 2nd temperature field, and to spray the drop from said atomiser on it, It is exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by preparation \*\*\*\*\*.

[0017] Thereby, even if it changes an OAT, smoothly, it is efficient and a desired load can be obtained.

[0018] Moreover, it is desirable to have the control unit which controls the amount of drop spraying of said atomiser according to the humidity of the air supplied by the compressor.

[0019] Replace the 4th invention with said control unit of the 3rd invention, and said recycling is



performed when it is the 1st temperature field where said detection temperature was set up. Spraying of the drop from said atomiser is stopped. In the case of the 2nd temperature field where said detection temperature is higher than said 1st temperature field The control unit controlled to stop said recycling, to stop spraying of the drop from said atomiser, to stop said recycling in the case of the 3rd temperature field higher than said 2nd temperature field, and to spray the drop from said atomiser, It is exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by preparation \*\*\*\*\*.

[0020] Thereby, even if it is the case where an OAT changes, it can obtain, it being efficient and controlling a desired output easily.

[0021] Moreover, it is desirable to have the control unit which controls the amount of drop spraying of said atomiser according to the humidity of the air supplied by the compressor.

[0022] The combustor which burns the compressor with which the 5th invention compresses air, the compressed air breathed out from this compressor, and a fuel, The gas turbine driven by the combustion gas from this combustor, and the recycling path to which said compressor inlet port is made to carry out recycling of a part of gas turbine exhaust gas, It is exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment characterized by having the carbon-dioxide-gas stripper which decreases the carbon-dioxide-gas concentration in the combustion gas with which the air which is installed in the passage of gas turbine exhaust gas, and contains said said exhaust gas by which recycling was carried out was introduced into said combustor, and was discharged.

[0023] Thereby, aiming at efficient operation, carbon dioxide gas (for example, carbon dioxide) can be removed efficiently, and the miniaturization of a carbon-dioxide-gas removal facility can also be attained. Since the pressure loss of a gas turbine exhaust air path can be reduced by miniaturization, the degradation at the time of gas turbine operation can be controlled, and it can contribute to efficient operation further.

[0024] Moreover, said carbon-dioxide-gas removal means can be arranged among the paths of said exhaust gas between a tee with said recycling path, and the emission section which emits said exhaust gas to atmospheric air. In addition to the above-mentioned effectiveness, based on the exhaust gas containing high-concentration carbon dioxide gas being removable by this, carbon-dioxide-gas removal effectiveness is highly maintainable. Moreover, since pressure loss can be lessened more, it can contribute to efficient operation further.

[0025] Or said carbon-dioxide-gas removal means can be arranged between the tees of said gas turbine and said recycling path among the paths of said exhaust gas. Thereby, in addition to the above-mentioned effectiveness, based on the ability to supply many gas turbine amounts of exhaust gas, carbon-dioxide-gas removal effectiveness is highly maintainable.

[0026] Or said carbon-dioxide-gas removal means can be installed in said recycling path. Thereby, installation of a carbon-dioxide-gas stripper is easy. Moreover, the maintenance of this equipment becomes easy. Moreover, since pressure loss in the exhaust air section from exhaust gas to atmospheric air can be lessened more, the degradation of a gas turbine can be controlled further.

[0027] The carbon-dioxide-gas stripper should use for example, the amine system absorbent.

[0028]

[Embodiment of the Invention] The example 1 of this invention is shown in drawing 1 . A gas turbine inhalation-of-air water spray system The heating values of the exhaust gas from the gas turbine 3 driven by the combustion gas from a combustor 2 and a combustor 2 which is made to mix the compressor (compressor) 1, the compressed air, and the fuel which the used exhaust-gas-recirculation mold combined plant inhales air, and compress this, and is burned, and a gas turbine 3 are collected. With the steam generated by the exhaust-heat-recovery boiler 4 made to generate a steam by carrying out heat exchange to water supply, and the exhaust-heat-recovery boiler 4 A part of steam turbine 5 to drive, generator 6 further combined with the steam turbine 5, and exhaust gas of a gas turbine 3 are taken out. It has the amount control means 10 of recycling (the amount regulator valve of exhaust gas recirculation) which controls a recycling means (piping) 9 to form in a compressor inlet port the recycling path which carries out recycling, and said amount of recycling.

[0029] Although the compressor (compressor) 1, the gas turbine 3, the steam turbine 5, and the generator 6 are connected on the same axle in drawing 1 , you may make it each turbine drive each generator.

[0030] It has the generalization control unit 8 which controls the fuel quantity control valves (fuel-supply system) 7 which control the fuel amount of supply to a combustor 2, these fuel quantity control valves 7, and the amount control means 10 of recycling.

[0031] In the example 1, the spraying nozzle 11 which performs detailed drop spraying in an air intake duct 17 is arranged further. For the path which supplies water to a spraying nozzle, the feed water tank 13

and feed pump 14 which store the water supply flow control valve 12 which controls the amount of spraying, and water are arranged. Moreover, in order to obtain a detailed drop, said nozzle is equipped with a mass air flow control valve 15 at the supply path of inhalation of air, when an inhalation-of-air supply means is required.

[0032] Said detailed drop sprayed is about 10 micrometers in Zautor mean particle diameter (S. M.D.).

[0033] The generation-of-electrical-energy output of said combined plant makes the fuel quantity control valve 7 which controls the fuel quantity supplied to a combustor 2, the amount control means 10 of recycling, the spraying flow rate (water supply flow rate) regulator valve 12, and a mass air flow control valve 15 a final control element, and it opts for it by the opening adjustment. These final control elements are controlled by the actuation signal from the generalization control device 8, and the generalization control device 8 controls an entire plant by considering the load demand signal Ld from the central load dispatching office 16 to a combined plant as an input, and controls an air content, fuel quantity, and the amount of water sprays proper.

[0034] An example of control of a generalization control unit is explained using drawing 2.

[0035] For control of fuel quantity, it asks for the deflection of the load demand signal Ld and actual load L with a subtractor AD 1 first, and the fuel target signal Fd is acquired with a controller PI 1. And it asks for the deflection of the fuel quantity target signal Fd and the real fuel quantity F with a subtractor AD 2, and the fuel quantity which adjusts the fuel quantity control valve 7 with a controller PI 2, and is supplied to a combustor is determined. In this control, the fuel quantity supplied to a combustor 2 increases, so that a load becomes large.

[0036] Furthermore by control of the amount of recycling, the output signal S1 which becomes so large that it is a low load is searched for in the function generator FG1 which considers the load signal Ld as an input. This signal S1 is given to a controller PI 3, and controls the amount control means 10 of recycling.

[0037] In addition, the operation value of combustion temperature is inputted into AD2 or AD3, and in AD2 or AD3, in case it calculates, amendment is added if needed so that fluctuation of combustion temperature may be controlled. Exhaust gas temperature and a compressor outlet pressure are inputted into FG2, and the operation value of combustion temperature calculates a pressure to exhaust gas temperature and combustion temperature, and is outputted here.

[0038] Since this increases the amount of recycling so that a load is small, the thing which inhibit that the degree of \*\*\*\*\*, as a result gas turbine exhaust-gas temperature fall with the fall of a load and which is desirably carried out mostly for combustion temperature (gas turbine exhaust-gas temperature) to regularity with respect to a load that there is nothing is possible for it. according to the load, as for the function generator FG1 of drawing 1, the recycling rate of the amount of exhaust gases is determined, therefore the output signal S1 of a function generator FG1 can make gas turbine exhaust-gas temperature about 1 law with respect to a load that there is nothing in the example of illustration. Thus, the enthalpy of exhaust air can be collected and the degradation at the time of a partial load can be pressed down. in this way, gas turbine exhaust-gas temperature can be made into about 1 law with respect to a load that there is nothing.

[0039] In order to prevent the fall of the degree of \*\*\*\*\* at the time of partial load operation, as a result gas turbine exhaust-gas temperature about an improvement of a compressor property Although the amount of gas turbine exhaust gases which mixes the open air of atmospheric temperature and a hot gas turbine exhaust gas at a compressor inlet port, makes inhalation air, and carries out recycling, so that it is a low load further increases Naturally an intake-air temperature also rises and the temperature in a compressor 1 also rises corresponding to it as a gas turbine exhaust gas increases. As shown in drawing 3, change starts the fluid behavior in the compressor aerofoil circumference. First, inside a compressor, if the peripheral velocity of a bucket is fixed, and axial velocity is designed so that it may become fixed, the rate B of the appearance which flows into a compressor rotor blade as shown in (A) will usually become parallel to an aerofoil. However, if an intake-air temperature becomes high and the interior gas temperature of a compressor rises, since axial-velocity A' increases as shown in (B), in SHIDENSU alpha which is the angle of incidence of the apparent rate B will increase to a negative direction. For this reason, in the compressor latter-part side (for example, near the last stage bucket) where temperature becomes high, flow separation occurs with aerofoils and it will be in a stalling condition, in being severe, it becomes negative stalling, and stable operation of operation of a gas turbine becomes difficult. Therefore, even if it increases the amount of recycling with the fall of a gas turbine load, an upper limit is made to the amount of exhaust gas recirculation, and the range of partial load operation is restricted.

[0040] The interior gas of a compressor is cooled like drawing 3 (C) by introducing the drop evaporated within a compressor into the intake air with which the open air of atmospheric temperature and a hot gas

turbine exhaust gas were mixed in the case of this example, axial-velocity A' by the side of the latter part of a compressor falls, in SHIDENSU alpha falls by this, and the apparent rate B becomes parallel to an aerofoil, and can obtain stabilization of a compressor property. Since a compressor intake-air temperature can be made higher since the interior gas of a compressor can be cooled by evaporation within the compressor of the introduced drop, namely, the amount of exhaust gas recirculation can be made [ more ] more, an efficient partial load operating range is expandable.

[0041] Drawing 4 shows change of in SHIDENSU to the amount of spraying. First, if atmospheric temperature is designed considering 0 to 50 degrees C as an operating range and a gas turbine is usually during this period, the property of a compressor will be stable, although it is change of a compressor intake-air temperature and in SHIDENSU also changes. However, if a compressor intake-air temperature exceeds this range, the absolute value of in SHIDENSU increases, the property of a compressor will be in an unstable condition, and when severe, forward stalling (urinal stall) and forward negative stalling (choke) will take place.

[0042] By this invention, by introducing the drop which evaporates within a compressor, the interior gas of a compressor is cooled and in SHIDENSU is improved. Although in SHIDENSU is usually in the minimum of an operating range from drawing 3 when an intake-air temperature is 50 degrees C, it is spraying a drop in the compressor inlet-port section, and cooling the interior gas of a compressor, and in SHIDENSU is recovered gradually, and it is the 1.5% of the amounts of spraying. In SHIDENSU is 0deg. It recovers. However, if the amount of spraying increases, since forward stalling (urinal stall) will pose a problem shortly, it is necessary to choose the proper amount of spraying.

[0043] Thus, the temperature gradient of a compressor inlet port and outlet gas can be made small by introducing the drop which evaporates within a compressor. It is almost fixed, and outlet temperature falls, or inlet temperature makes the amount of falls of outlet temperature larger than the amount of falls of inlet temperature.

[0044] For this reason, the amount of recycling can be made to increase, fixing compressor outlet temperature mostly.

[0045] Therefore, recycling can be carried out also at the time of low partial load operation.

[0046] When the drop evaporated within the compressor with which said mixed gas flows is made to introduce and a drop evaporates within a compressor, the effectiveness in a partial load situation can be further raised from the case of said conventional technique. If the waterdrop which entered in the compressor evaporates and evaporation is completed, as for the gas in a compressor, adiabatic compression will be received further. since the specific heat at constant pressure of a steam has one twice [ about ] the value of gaseous mixture near [ typical ] the temperature in a compressor (300 degrees C) in that case -- heat capacity ---like -- gaseous mixture -- it is conversion and there is effectiveness equivalent to twice [ about ] as many gaseous mixture as the weight of the waterdrop to evaporate having increased as a working fluid. That is, effectiveness (temperature up depressor effect) is in a fall whenever [ outlet mixing atmospheric temperature / of a compressor ]. Thus, the operation to which whenever [ mixed atmospheric temperature / of a compressor outlet ] falls by evaporation of the waterdrop within a compressor arises. the power of a compressor -- the difference of the enthalpy of the gaseous mixture of a compressor entrance -- equal -- gaseous mixture -- since enthalpy is proportional to temperature -- the gaseous mixture of a compressor outlet -- if temperature falls, the power requirement of a compressor can be reduced and effectiveness can be raised.

[0047] Moreover, the compressor inlet-port intake-air temperature T1, the compressor outlet temperature T2, combustion-temperature T3, and gas turbine outlet temperature T four If it carries out, the effectiveness eta of a gas turbine will be given by the degree type in approximation.

[0048]

[Equation 1]

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad \dots (\text{数 } 1)$$

[0049] Compressor outlet temperature T2 If it falls to T2' (<T2) by the evaporation by mixing of a water spray, since the 2nd term of the upper type right-hand side will become small, it turns out that effectiveness also improves by the water spray. If it has another way of speaking, while the heat energy Cp (T-four-T1) discarded out of a system from a heat engine called a gas turbine is before and after application of this invention and is practically equal, the fuel energy Cp (T3-T2') supplied is increasing like a fallen part of compressor work of Cp (T2-T2') at the time of application of this invention. a fallen part of compressor work -- an increase -- an output -- since it is equal -- this fuel increment -- all

parenchyma -- it contributes to the increment in an output of a gas turbine. namely, -- an increase -- an output -- a part -- thermal efficiency becomes 100%. For this reason, the thermal efficiency of a gas turbine can be improved. Since combustion temperature is kept constant and the thermal efficiency of a bottoming cycle is equal to this invention application before, the thermal efficiency of a combined cycle total can be raised.

[0050] It is limited although it may become some improvements of the property of a compressor which, on the other hand, showed whenever [ mixture gas temperature / which is introduced into a compressor ] in drawing 3 by the case where it is made to only fall.

[0051] Moreover, in low partial load operational status, the mass flow of the inhalation of air which inhalation of air is cooled and is introduced into a compressor 1 increases, and possibility of leading to making the load of a gas turbine operating in the condition of a low load increasing also comes out.

[0052] If a spraying drop has a large particle size, it will collide with the aerofoil and casing of a compressor 1, and since it will obtain and evaporate heat from metal, it has a possibility that the temperature decrease effectiveness of a working fluid may be checked. For this reason, from such a viewpoint, the smaller one of the particle size of a drop is desirable.

[0053] Distribution of particle size exists in a spraying drop. It is made for the drop sprayed to mainly become the particle size of 50 micrometers or less from a viewpoint of preventing controlling colliding with the aerofoil and casing of a compressor 1, and the erosion of an aerofoil. It is desirable to set to 50 micrometers or less effect which acts on an aerofoil by the maximum grain size from a viewpoint lessened more.

[0054] Furthermore, it is desirable to set to 30 micrometers or less from a viewpoint to control for the one where particle size is smaller to be able to distribute a drop more in inflow air at homogeneity, and for the temperature distribution in a compressor to arise with Sauter mean particle diameter (S. M.D). Since the drop which blows off from a spraying nozzle has distribution of grain size and it is not easy to measure in said maximum grain size, it can be adapted in what was practically measured with Sauter mean particle diameter (SM.D.) as mentioned above. In addition, although the smaller one of particle size is desirable, since a manufacture technique with the highly precise spraying nozzle which makes the drop of a small particle size is required, even the minimum made small technically serves as the practical use range of said particle size. Therefore, said main particle size, a maximum grain size, or mean particle diameter serves as [ 1 micrometer ] a minimum from a starting viewpoint, respectively, for example. Moreover, since the energy for generating, so that it becomes the drop of the diameter of a fine grain becomes large in many cases, said minimum may be defined in consideration of the energy used for drop generation. When it is made the magnitude of extent which cannot float and fall easily in atmospheric air, generally the condition on the front face of contact is also good.

[0055] The time amount to which air passes through the inside of a compressor is slight, and is desirable at Sauter mean particle diameter (S. D.M.) from a viewpoint which is made to evaporate a drop good in the meantime, and raises evaporation effectiveness. [ of 30 micrometers or less ]

[0056] In addition, since a manufacture technique with the highly precise spraying nozzle which makes the drop of a small particle size is required, even the minimum made small technically turns into a minimum of said particle size. For example, it is 1 micrometer.

[0057] It is because it will be hard coming to carry out good evaporation of a drop with a compressor if a drop is too large.

[0058] the amount of drop installation -- a gas turbine exhaust gas re-circulating load and gaseous mixture -- inlet temperature or compressor outlet temperature can adjust. The amount of spraying can make an upper limit 7% which is the upper limit of the amount of recycling from a viewpoint which controls compressor outlet temperature uniformly, and the introductory range can be made into less than [ this ]. When [ than the case where there are few amounts of recycling ] more, many said waterdrop is sprayed.

[0059] Otherwise, the location of a spraying nozzle is prepared in a compressor, and you may make it spray a drop on compressed gas.

[0060] The location of a spraying nozzle 11 is concretely explained using drawing 6 . 18 shows IGV here.

[0061] A spraying nozzle is installed in which [ 11d ] location from 11a. Spraying nozzle 11a is installed through predetermined spacing from a compressor inlet port. However, when a silencer is installed in an air intake duct 17, it installs in the downstream from it. this not only obtains efficient partial load operation as mentioned above -- efficient -- an increase -- an output -- operation -- when planning, it is desirable at the point which a part of drop can make able to evaporate by the time it introduces into a compressor, it is further introduced into a compressor, and can be made to evaporate further while flowing

down a compressor.

[0062] Spraying nozzle 11b installs a nozzle in the introductory aerofoil installed in the maximum upstream section which is the induction of the compressor installed in the compressor inlet port. The supply path of air and the supply path of water are installed in the interior of this aerofoil. A drop can be sprayed, even if this controls becoming resistance of the flow by the spraying nozzle and it does not provide the tooth space for nozzle installation anew.

[0063] Spraying nozzle 11c is installed between said guide vanes and IGV(s). It can control that the drop sprayed by the time it entered in the compressor 1 evaporates, and the mass flow of mixed gas increases. It is more desirable to prepare near the IGV from a viewpoint of not disturbing flow.

[0064] Thus, continuous evaporation within a compressor is obtained by carrying out like 11a-11c. Moreover, a compressor discharge temperature can be fallen more by the thing in a compressor made to evaporate many by the upstream comparatively, and the rise of a compressor discharge temperature can be controlled.

[0065] 11d of spraying nozzles is prepared in the intermediate stage of a compressor. Since it is the aerofoil by the side of the latter part which events, such as stalling of the aerofoil of a compressor, tend to produce, it may be installed in a near compressor intermediate stage. When starting, as shown in an enlarged drawing, a nozzle is installed in a stationary blade, and a water supply means and an air supply means are established in an aerofoil.

[0066] Such a spraying drop that flows down in a compressor moves along with an elementary stream between the aerofoils of a compressor 1. Within a compressor, inhalation of air is heated by adiabatic compression, and it is conveyed to a latter-part lateral expansion, decreasing particle size evaporating a drop from a front face with this heat. Latent heat of vaporization required for evaporation in this process reduces the temperature of the mixed gas in a compressor, in order to be dependent on the gaseous mixture in a compressor.

[0067] The amount of spraying of said spraying nozzle 11 is controlled to correspond to the amount of recycling of gas turbine exhaust gas. For example, the case where there are many amounts of recycling is controlled to make [ more ] the amount of spraying than the case where there are few amounts of recycling.

[0068] Mixed gas with the air by which the gas turbine of a combined plant is supplied through the gas turbine exhaust gas and the air intake duct 17 which passed through the recycling piping 9 at the time of partial load operation is introduced into a compressor 1, said mixed gas is compressed and the inside of a compressor 1 is breathed out.

[0069] Spray said detailed drop from said spraying nozzle 11 in this condition, and it is made to introduce in a compressor, and it is made to evaporate while flowing down the inside of a compressor 1.

[0070] By fluctuating the amount of spraying according to the amount of recycling, the range of the partial load operation which carries out exhaust gas recirculation and can be operated efficient can be made large compared with performing mere exhaust gas recirculation. Furthermore, more efficient operation can be performed at the time of partial load operation.

[0071] The property of a compressor of having fallen especially among partial loads by the rise of the compressor inlet-port intake-air temperature accompanying the amount increase of recycling by operation at the time of a low load is improvable.

[0072] Control of the amount of spraying is explained using drawing 2.

[0073] In this control, the combustion-temperature signal presumed from gas turbine exhaust-gas temperature and compressor discharge pressure in a function generator FG2 that the combustion-temperature change by the output signal S1 and real operation which become so large that it is a low load in the function generator FG1 which considers the load demand signal Ld as an input should be corrected is impressed to a subtractor AD 3, and the correction recycling rate signal of a function generator FG1 is outputted. The output signal S2 of the amount of waterdrop spraying to the amount of recycling which the amount of spraying increases is acquired as the amount of recycling increases in inputting this signal into a function generator FG3, this signal S2 and the actually measured compressor outlet gas temperature are impressed to a subtractor ADI 4, and the amount signal of correction spraying of a function generator FG3 is outputted. The spraying flow rate (water supply flow rate) control valve 12 is controlled by giving this signal to a regulator P14. According to a recycling rate, the amount of spraying is controllable by this control.

[0074] As long as it is required to make a detailed drop, the air flow control valve 15 may be opened. Drawing 5 shows the control line of the rate of spraying to the rate of recycling at the time of setting an exhaust-gas temperature constant. The rate of spraying increases almost linearly to the rate of recycling.

[0075] Although in SHIDENSU of the aerofoil in a compressor changes with recycling operations as mentioned above, it can also return to the condition before exhaust gas recirculation by control by the aforementioned control line. For example, it is about 5.5% in about 3% of the amount of spraying (open air \*\*\*\*\*-SU), and 20% of the amount of recycling at the exhaust air mass-flow base 10% amount of recycling at the time of the atmospheric temperature of 15 degrees C. It considers as the amount of spraying.

[0076] gaseous mixture [ as opposed to each load in drawing 9 ] -- the relation between an intake-air temperature and the rate of recycling is shown. Since the gas turbine 3 is rotating with constant speed, the gaseous mixture (volumetric flow rate) inhaled by the compressor 1 is fixed regardless of a load. The amount of exhaust gas recirculation increases, so that it becomes a low load, and the part compressor inlet-port intake-air temperature becomes large. On the other hand, a gas turbine output will decline by reduction of compressor inlet-port intake mass flow, if the amount of recycling increases and a mixed intake-air temperature increases. In a mere recycling gas turbine like the conventional technique, when stalling of the aerofoil of the last stage etc. is taken into consideration, a compressor intake-air-temperature upper limit is 50 degrees C, for this reason, the amount of recycling will be restricted, and gas turbine loss of power will also receive a limit. However, a detailed drop is sprayed by this example at a compressor inlet port, and since the fluid behavior of the compressor aerofoil circumference is improved by cooling the interior gas of a compressor, while being able to increase and attaining operation with a low load more, still more efficient partial load operation can do the amount of exhaust gas recirculation. Although the temperature reduction of the compressed air which came out of the compressor 1 is carried out by evaporation of the waterdrop within a compressor, combustion temperature can be kept constant by increasing a fuel input at this rate. Next, combustion gas works in the process which carries out adiabatic expansion by the gas turbine 3, and since the part drives a compressor 1 and a generator 6 and it is consumed, dynamometric power is equivalent to the difference.

[0077] Recycling of a part of exhaust air of a gas turbine 3 is carried out as a part of inhalation of air of a compressor 1 via the exhaust-gas-recirculation means 9 and a control means (the amount regulator valve of exhaust gas recirculation) 10. By the exhaust-heat-recovery boiler 4, a high pressure steam is generated, and this drives and generates a steam turbine 5 and a generator 6.

[0078] A thing [ the effectiveness of the usual combined cycle, an exhaust-gas-recirculation mold combined cycle, and this example / degradation / to each load in a combined cycle ] is shown in drawing 10 . By 25% load which is the load which effectiveness although 90% load of degradation to which, as for the cycle thermal efficiency of the usual combined cycle, combustion-temperature fixed operation is performed by IGV etc. is not so large, if it becomes operation below 90% load, since combustion temperature will fall falls rapidly, and is decided from the constraint by the side of bottoming, effectiveness falls about 40 percent by the relative value. As for combustion-temperature fixed operation by said IGV etc. being performed, the range changes somewhat with devices. However, even if few in many cases, it is even 80% load. Although an exhaust-gas-recirculation mold combined cycle has the small decline in cycle thermal efficiency compared with the usual combined cycle, even a load can be operated about 65% from constraint of a compressor intake-air temperature. on the other hand, the thing for which the interior gas of a compressor is cooled in this invention -- the increase of a compressor power reduction list -- an output -- being able to operate even about 30% load which it is possible to operate even a low load more even if degradation becomes small further and it compares with an exhaust-gas-recirculation mold combined cycle to each load, and becomes the oxygen density zero in gas turbine exhaust gas theoretically by improvement in thermal efficiency to depend, degradation is about 10%.

[0079] A minimum is considered [ setting by an instrument setup etc. being desirable and carrying out recycling even in a load at least 50% generally in many cases, and ].

[0080] In addition, drawing 10 is a plant load (when it is not a combined cycle plant but mere gas turbine equipment, it is a gas turbine load.). Not only this but when a load falls from 100%, you may make it control the amount of recycling corresponding to it, although operation by control of IGV etc. is taken into consideration in 100 - 90%, or 80% of field like the following. When 370-degree-C fixed control was carried out when it is made to increase the amount of recycling so that a load is low in order to suppose that combustion temperature is made into 1430 degrees C and to make compressor outlet temperature not become larger than 370 degrees C for example, compressor inlet temperature became 150 degrees C with 74% of plant loads, and it became 112 degrees C at 50% of loads, and became 240 degrees C at 30% of loads. It is avoidable un-arranging [ which is produced in a compressor latter-part side ] by introducing the drop which evaporates within a compressor like this example, and reducing compressor outlet temperature. For this reason, the amount of spraying of the drop which evaporates within a compressor

can be controlled, and it can control to raise a recycling rate and to raise the temperature of the mixed gas of a compressor inlet port. Moreover, operation to which could increase the amount of recycling and the amount of recycling was made to increase from the only recycled plant to a low partial load field can be performed.

[0081] Moreover, it makes said amount of spraying increase between at least 50% and 80% as the amount of recycling of the load of a plant increases, and it is controllable by this example so that the amount of recycling increases continuously, as a load becomes low.

[0082] Moreover, corresponding to a load, said amount of recycling can be controlled so that a plant load controls fluctuation of the combustion temperature of the combustor between at least 50% and 80% (controlling to make the amount of recycling increase as a load becomes low), a drop can be introduced in a compressor, and the temperature rise of the compressed air of a compressor outlet can be controlled.

[0083] Moreover, the following control can be performed in the generalization control unit 8.

[0084] Corresponding to a load, said amount of recycling and amount of spraying of said drop are controlled so that a plant load controls fluctuation of the combustion temperature of the combustor between 50% and 80%. While increasing the amount of recycling as a load becomes low, it controls to make the amount of spraying increase, and efficient operation is attained in the large range of a partial load by controlling the fall of combustion temperature and maintaining highly.

[0085] Moreover, corresponding to a load, said amount of recycling is controlled so that a plant load controls fluctuation of the combustion temperature of the combustor between 50% and 80%, a drop is introduced in a compressor, and the temperature rise of the compressed air of a compressor outlet is controlled. Since compressor outlet temperature rises, it introduces a drop in a compressor and is evaporated within a compressor so that the temperature concerned may maintain to tolerance, as the amount of recycling is increased.

[0086] Moreover, the gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to said plant change of load is adjusted, corresponding to a load, said amount of recycling is controlled so that a plant load controls fluctuation of the combustion temperature of the combustor between 50% and 80%, said amount of spraying of the drop evaporated while flowing down the inside of said compressor is controlled, and it controls so that the amount of recycling may increase continuously, as a load becomes low. If it is going to control to increase the amount of recycling as a load becomes low, on account of a compressor etc., an upper limit will be made to the augend of the amount of recycling, but by controlling to increase the amount of installation of a drop as the amount of installation of the drop which evaporates within a compressor is adjusted and a load becomes low, it is controllable to increase the amount of recycling continuously as a load becomes low in the large partial load range.

[0087] In addition, since said upper limit is the load of the upper limit which performs recycling, when it becomes lower than 100% and carries out recycling, said upper limit range becomes large. Moreover, in a minimum, since it becomes settled by the instrument setup, it is also controllable to increase the amount of recycling to the lower range depending on a device.

[0088] An example 2 is explained using drawing 1 etc. The fundamental configuration is the same as that of an example 1. Although the amount of spraying was controlled by the example 1 according to the amount of exhaust gas recirculation, and control of the amount of exhaust gas recirculation is the same as that of the 1st example at this example, the approach of controlling the amount of spraying changes with gas temperature measured at the compressor outlet about the amount control of spraying. Although the configuration of a combined plant is the same as the 1st example, as an amount control means of spraying, compressor outlet gas temperature is measured and a means to input this signal into the generalization control unit 8 is added. The generalization control unit 8 of this example is shown in drawing 7. In this example, the amount of spraying which serves as temperature regularity preferably is computed that fluctuation of the compressor outlet gas temperature before it inputs into a function generator FG3 the compressor outlet gas temperature measured as shown in drawing 7 and it carries out exhaust gas recirculation should be controlled. The one where outlet temperature is higher controls so that the amount of spraying increases. The spraying flow rate (water supply flow rate) regulator valve 12 is controlled by the controller PI 4 from the acquired amount signal of spraying. Correction control of the fuel flow at the time of carrying out drop spraying also of on the other hand combustion temperature also changing by spraying by impressing the amount signal of spraying to the load demand signal Ld and the fuel-flow signal acquired from actual load L for a certain reason is carried out, and combustion-temperature regularity is realized. As for drawing 8, atmospheric temperature shows as an example the control line which computes the compressor outlet gas temperature before performing exhaust gas recirculation from the compressor outlet gas temperature in 15 degrees C. In 10% of the amount of exhaust gas recirculation,



although compressor outlet gas temperature becomes about 450 degrees C, if it performs about 2.5% of spraying in the compressor inlet-port section, compressor outlet-gas-temperature fixed operation of it before performing exhaust gas recirculation will be attained. In addition, since it changes by the difference in atmospheric temperature even when compressor outlet gas temperature has the fixed amount of exhaust gas recirculation, it is desirable to consider as the control line which made atmospheric temperature the parameter. It is effective in operation which is not made to follow in footsteps of fluctuation [ minute output fluctuation or ] of atmospheric temperature being also possible, and an operation control becoming easy from this.

[0089] Since the temperature by the side of the compressor latter part constituting a compressive inconvenient cause is reflected directly, high operation of precision can be performed more.

[0090] An example 3 is explained using drawing 1 etc. Fundamentally, the same structure as an example 1 can be used.

[0091] The description of this example forms the detection equipment of whenever [ mixture gas temperature ] in the compressor inlet-port section, and controls the amount of spraying based on the temperature of the temperature detection equipment concerned.

[0092] For example, it controls by the generalization control unit 8 to spray many drops by the case of being higher than the time when whenever [ included in a compressor / mixture gas temperature ] is low. Moreover, the amount of spraying is controlled to become the compressor outlet temperature before performing exhaust gas recirculation.

[0093] Thereby, efficient operation can be performed even if it is at the partial load time low at the time of partial load operation.

[0094] An example 4 is explained using drawing 1 etc. Fundamentally, the same structure as an example 1 can be used.

[0095] The description of this example controls the amount of spraying by the generalization control unit 8 based on a signal from the measuring device of a plant load.

[0096] For example, when lower than the case where a load is expensive, it controls to spray more drops. Moreover, the amount of spraying is controlled to become the compressor outlet temperature before performing exhaust gas recirculation.

[0097] Thereby, efficient operation can be performed even if it is at the partial load time low at the time of partial load operation.

[0098] Thereby, since measurement of a load can use the signal which starts since it is usually measured also in operation in many cases, it is easily controllable.

[0099] An example 5 is explained using drawing 1 etc.

[0100] A fundamental configuration can use the same configuration as an example 1. An example and the point to equip are points which are gas turbine equipment without the steam turbine with which the steam produced by the exhaust-heat-recovery boiler 4 and the exhaust-heat-recovery boiler 4 by which gas turbine 3 exhaust gas is supplied is supplied.

[0101] As said example 1 described, it has the atomiser made introduce a drop in the compressor with which the mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which passed through said recycling path flows, and it was made for said drop made to introduce to evaporate while flowing down the inside of said compressor. The drop was made to introduce in the compressor with which the mixed gas of the gas turbine exhaust gas and air which adjusted by this the gas turbine amount of exhaust gas returned to a compressor inlet port corresponding to the change of load of said gas turbine, sprayed the drop from the atomiser, and passed through said recycling path flows, and while flowing down the inside of said compressor, it was made for said drop made to introduce to evaporate.

[0102] Moreover, it has the amount control unit of spraying which controls the amount of spraying of said drop corresponding to said amount of recycling. Moreover, corresponding to a plant load, it controls to spray more mostly than the case where the direction of a load when a load is low is high.

[0103] Moreover, corresponding to change, the amount of spraying is controlled whenever [ mixture gas temperature / which is introduced into the inlet port of a compressor ]. It controls so that the amount of spraying increases more than the case where the one where whenever [ mixture gas temperature ] is higher is low.

[0104] Thereby, as mentioned above, since the interior gas temperature of a compressor can be reduced and the property of a compressor can be improved, the amount of exhaust gas recirculation can be increased and a partial load operating range can be expanded. Moreover, thermal efficiency can be further made higher than exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment according to the effectiveness of waterdrop spraying to compressor inhalation of air.



[0105] An example 6 is explained using drawing 11 - drawing 16 .

[0106] An example 6 controls said amount of spraying and amount of recycling based on compressor inlet temperature. The schematic diagram of this example is shown in drawing 11 .

[0107] Fundamentally, the same structure as the schematic diagram of an example 1 can be taken.

[0108] In this example, the exhaust gas recycled from the downstream of the exhaust-heat-recovery boiler 4 is drawn.

[0109] Although any of an exhaust-heat-recovery boiler, the exhaust-heat-recovery boiler inlet-port section, and the outlet section are sufficient as the piping 9 which is an example of the exhaust-gas-recirculation means which takes out a part of exhaust gas of a gas turbine 3, in order to use the heat in exhaust gas effectively, it is good to take out from the exhaust-heat-recovery boiler outlet section like this example.

[0110] The fuel quantity control valve 7 which controls the fuel quantity supplied to a combustor 2, the amount regulator valve 10 of exhaust gas recirculation as an amount control means of recycling, the water supply flow control valve 12, and a mass air flow control valve 15 are made into a final control element, and these final control elements are controlled by the actuation signal from the generalization control unit 8. The generating efficiency of said combined plant is controllable by this actuation. The signal of the thermometric element 18 which detects the air temperature supplied to a compressor is transmitted to said generalization control unit. The signal of the humidity detector 19 is made to be transmitted further preferably. A thermometric element 18 and the humidity detector 19 can be installed in the unification section of recycling exhaust gas, or the upper section of a spraying nozzle 11.

[0111] An entire plant is controlled by the command from the generalization control unit 8, and the amount of recycling, fuel quantity, an air content, and the amount of water sprays are controlled by it proper. For example, plant effectiveness is made high by considering compressor inlet temperature as an input, and it controls so that a plant load becomes fixed.

[0112] An example of the controlling mechanism outline of a generalization control unit is shown in drawing 12 . It asks for the deflection of the load demand signal  $L_d$  and actual load  $L$  with a subtractor AD 1 first, and the fuel target signal  $F_d$  is acquired with a controller PI 1. And it asks for the deflection of the fuel quantity target signal  $F_d$  and the real fuel quantity  $F$  with a subtractor AD 2, and the fuel quantity which adjusts the fuel quantity control valve 7 with a controller PI 2, and is supplied to a combustor is determined. Thus, fuel quantity is controllable. For example, in this control, the fuel quantity supplied to a combustor 2 can increase, so that a load becomes large.

[0113] Moreover, the command signal  $S_1$  of the amount of recycling is preferably taken out further with a function generator 3 (FG12) from compressor inlet-port humidity from compressor inlet temperature. This signal is given to a controller P13 and controls the recycling control means 10. Moreover, the command signal  $S_2$  of the amount of spraying from [ from a function generator 3 (FG12) ] a spraying nozzle 11 is taken out. This signal is given to a controller P14, controls the water supply flow control valve 12 and a mass air flow control valve 15, and controls the spraying guess of the drop from a spraying nozzle 11.

[0114] Moreover, it is desirable to presume combustion temperature in a function generator 4 (FG12) from gas turbine exhaust-gas temperature and compressor discharge pressure, and for it to be impressed by the subtractor AD 2, and to perform correction control of fuel quantity.

[0115] Since a fuel is adjusted according to fluctuation, combustion-temperature fluctuation is controlled and it becomes combustion-temperature regularity when compressor inlet temperature and an OAT are changed, it contributes. This can aim at operation, controlling a combustion-temperature fall at the time of a water spray or recycling, if it operates based on an actual combustion temperature presumed from the real exhaust gas temperature and the compressor discharge pressure of a gas turbine in order that combustion temperature might sometimes change [ also keeping combustion temperature constant for implementation of high plant effectiveness operation, or ] by real operation, although it is important so that fluctuation of combustion temperature may be controlled. It prevents that a fuel temperature falls and effectiveness falls by this.

[0116] Moreover, it is desirable to correct the output of a function generator 3 in quest of the deflection of the load demand signal  $L_d$  and actual load  $L$  with a subtractor AD 1. It contributes in order to aim at load regularity.

[0117] It is desirable to realize the highest plant effectiveness operation with the output of a function generator 3.

[0118] Since plant effectiveness sometimes changes in real operation, it is desirable to compute the deflection of demand plant effectiveness  $\epsilon_{td}$  and the real plant effectiveness  $\epsilon_{ta}$  in a subtractor AD 5, to impress the output of a subtractor AD 5 to a subtractor AD 3 and a subtractor AD 4, and to correct the

output of a function generator 1. Thereby, efficient operation can be aimed at even if it is at the real operation time.

[0119] Based on the signal from the exhaust gas thermometric element 24, or the signal from the thermometric element 23 of compressor regurgitation air, a function generator 3 computes combustion temperature and takes out a signal to AD2. For example, it can calculate so that combustion temperature becomes [ the one higher than the case where exhaust gas temperature is low ] high, and combustion temperature may become high, when higher than the case where a compressor discharge pressure is low.

[0120] Moreover, outputting the numeric value equivalent to combustion temperature with other means is also considered. A function generator 4 controls the amount of spraying of a spraying nozzle 11 based on compressor inlet temperature. Moreover, the amount of recycling is controlled. As for the amount of spraying etc., it is desirable to be amended based on compressor inlet-port air humidity. The amount of spraying (or limiting value of the amount of spraying) becomes large, and when lower than the case of being humid, the amount of spraying (or limiting value of the amount of spraying) can become large as atmospheric temperature becomes high.

[0121] Said recycling is performed when it is the 1st temperature field where the detection temperature of the air supplied to a compressor was set up. Spraying of the drop from said atomiser is stopped. In the case of the 2nd temperature field where said detection temperature is higher than said 1st temperature field Said recycling is stopped and spraying of the drop from said atomiser is stopped, and in the case of the 3rd temperature field higher than said 2nd temperature field, said recycling is stopped, and it controls to spray the drop from said atomiser.

[0122] It is desirable that the effectiveness of a combined plant sets up the temperature of the upper limit of a high field and a minimum, and considers as the change temperature of said 1st temperature region and the 2nd temperature region and the change temperature of the 2nd temperature region and the 3rd temperature region. It is desirable to set up said each temperature from 15-degree-C or more temperature of 22 degrees C or less with the high effectiveness of a combined plant. When separating from this field depending on a plant, it is desirable to set up according to a plant.

[0123] It is in controlling the amount of recycling, and the amount of water sprays so that compressor inlet temperature may be supervised, and it may become the compressor inlet temperature from which plant effectiveness serves as the highest and a plant load may become always fixed.

[0124] In the case of said 1st temperature field (for example, when lower than the intake-air-temperature region where compressor inlet temperature becomes efficient [ plant effectiveness ]), the signal S1 with which the rate of recycling becomes large is searched for, so that an intake-air temperature is low in the function generator FG3 which considers compressor inlet temperature as an input.

[0125] This signal S1 is given to a controller PI 3, and controls the amount control means 10 of recycling. Said signal S1 can control the amount of recycling by a desired output etc., and can also use it as limiting value of the amount of recycling.

[0126] In the case of said 2nd temperature field, drop spraying from recycling and a spraying nozzle 11 is stopped. In the case of the 3rd temperature field (for example, when higher than the intake-air temperature from which compressor inlet temperature becomes efficient [ plant effectiveness ]), the signal S2 with which the rate of spraying becomes large is searched for, so that relative humidity with a high intake-air temperature is low in the function generator FG1 which considers compressor inlet temperature and humidity as an input.

[0127] This signal S2 is given to a controller PI 4, and controls the water supply flow control valve 12 and a mass air flow control valve 15.

[0128] Thereby, since fluctuation can be controlled good since an OAT can make compressor inlet temperature regularity by the amount control of recycling, and the amount control of spraying even if it changes it or, even if it changes atmospheric temperature, a combined plant can be operated at high plant effectiveness.

[0129] Since the 1st temperature region and the 3rd temperature region were prepared through said 2nd temperature region at that time and it is not necessary to take into consideration change of the atmospheric temperature from which the plant by relative humidity serves as the highest by setting up the 2nd temperature region although atmospheric temperature with high plant effectiveness changes with relative humidity, the operation control of a plant can be made easy and operation based more on reality can be performed. Moreover, when an OAT is changed, control in the 2nd temperature region where the effectiveness of a combined plant is high can be easy-ized. Even if there is OAT change, it is stabilized, and it is efficient and a desired output can be obtained.

[0130] Thereby, a reliable plant can be formed to a temperature change.

[0131] Moreover, said 2nd temperature field can be narrowed depending on the case, and it can also consider as the case of a certain laying temperature. In this case, it can be adapted in case efficient operation is aimed at more. Plant effectiveness can switch and use an exhaust-gas-recirculation system and a water spray system bordering on high atmospheric temperature. Thereby, a control system becomes easy.

[0132] Efficient operation is explained in full detail below. Plant effectiveness is determined by a plant output (a gas turbine output and steam turbine output) and the fuel flow. The effectiveness property by atmospheric temperature is shown in drawing 14. If atmospheric temperature becomes lower than the atmospheric temperature from which plant effectiveness serves as the highest, compressor intake mass flow will increase. On the other hand, since combustion temperature is fixed, a fuel flow increases and a gas turbine output increases.

[0133] Although there is a fall of the gas turbine exhaust gas temperature by an increment and atmospheric temperature of the amount of gas turbine emission accompanying the increment in compressor intake mass flow becoming low as effect on a vapor cycle, since the effect of the amount of gas turbine emission is large, a steam turbine output also increases.

[0134] However, to the increment rate of a gas turbine output, since the increment rate of a steam turbine output is small, the increment rate as a plant output becomes small, and it will fall as plant effectiveness.

[0135] Although a fuel flow will also decrease and a gas turbine output and a steam turbine output will decline with reduction of compressor intake mass flow on the other hand if atmospheric temperature becomes higher than the atmospheric temperature from which plant effectiveness serves as the highest, the fall rate of a gas turbine output is large, and plant effectiveness falls.

[0136] Drawing 15 shows the relation between atmospheric temperature and a plant output. A plant output increases and becomes like a broken line as a plant output changes with atmospheric temperature and atmospheric temperature becomes low. However, by the actual power generating plant, the license output is defined and it is thought that operation which exceeds the output is not carried out. Therefore, if it becomes a license output, it will not be concerned with atmospheric temperature like a continuous line, but will become license output fixed operation, and a caster bottle will be operated with a partial load at this time. Moreover, if atmospheric temperature becomes high, in order that gas turbine compressor intake mass flow and a fuel flow may decrease, a plant output will decline.

[0137] Drawing 16 shows the plant effectiveness property by atmospheric temperature.

[0138] In said explained combined plant, since a gas turbine will serve as partial load operation if it becomes license output fixed operation, plant effectiveness falls extremely. However, plant effectiveness can change a gas turbine intake-air temperature into the same condition as high atmospheric temperature by this example.

[0139] For example, it is plant effectiveness at a relative value in 0 - 40% of rates of recycling to the amount of gas turbine emission About 0 - 1.5% Improving is possible. Moreover, when compressor inlet temperature is higher than the atmospheric temperature of the field where plant effectiveness becomes high, a drop is sprayed on gas turbine inhalation of air from the water spray nozzle 11, and it is 0 - 0.2% to a gas turbine inhalation-of-air flow rate. It is plant effectiveness at a relative value in the amount of spraying About 0.1% Improving is possible.

[0140] Therefore, license output fixed operation is attained, without carrying out partial load operation of the gas turbine, since compressor intake mass flow can be decreased by returning a part of gas turbine exhaust gas to a compressor inlet port by the exhaust-gas-recirculation system and a plant output can be fallen, when atmospheric temperature is low. Moreover, when atmospheric temperature is high, by the inhalation-of-air water spray system, compressor intake mass flow can be made to be able to increase, a plant output can be increased, it does not depend on atmospheric temperature, but it can be efficient and fixed load operation can be aimed at. An example 7 is explained using drawing 11 - drawing 16.

[0141] An example 7 can have the structure of an example 6 fundamentally. To control of an example 6, when it is the 1st temperature field where the detection temperature of the air temperature supplied to a compressor was set up, said recycling is performed. Spraying of the drop from said atomiser is stopped. In the case of the 2nd temperature field where said detection temperature is higher than said 1st temperature field Both spraying of the drop from said atomiser is started, in the case of the 3rd temperature field higher than said 2nd temperature field, said recycling is stopped, and the point controlled to spray the drop from said atomiser is different from it.

[0142] The change temperature of the 1st temperature field and the 2nd temperature field and the change temperature of the 2nd temperature field and the 3rd temperature field can also be set up like an example 6. An example of the control line is shown in drawing 13.

[0143] First, it can consider as the control whose amount of recycling increases in the 1st temperature region, so that compressor inlet temperature is low (for example, when compressor inlet temperature is lower than the compressor inlet temperature from which plant effectiveness serves as the highest).

[0144] In the 2nd temperature region (for example, temperature region where compressor inlet temperature contains the compressor inlet temperature from which plant effectiveness serves as the highest), recycling of the gas turbine exhaust gas is carried out, and said drop spraying from the water spray nozzle 11 is performed.

[0145] By this example, the 2nd temperature region shows the case of 19 degrees C or more 25 degrees C or less at drawing 13 . Preferably, the 2nd temperature region is divided into the elevated-temperature side field of the set point, and a low temperature side field. As for the set point, it is desirable to set up based on a value with the high effectiveness of a combined-harvester-and-thresher plant. For example, it is 15 to 22 degrees C. The 2nd temperature field can also be set up with about double sign 2 degree-C-3 degree C from the set point.

[0146] Said 2nd temperature region is good to set up the temperature region which a plant is stabilized and can be operated. Specifically, compressor-inlet-temperature width of face can also make it about 5 degrees C.

[0147] In said low temperature side field, while holding the amount of recycling uniformly, an inhalation-of-air water spray system is operated. When higher than the case where temperature is low, as for the amount of spraying of said drop from a water spray nozzle (or limiting value of the amount of spraying), it is desirable to set up so that it may become high. The amount of spraying is controllable to become the compressor inlet temperature to which regularity and plant effectiveness become high about a plant load. The amount of recycling can consider regularity and the amount of spraying as the control which increases, so that compressor inlet temperature becomes high until compressor inlet temperature turns into compressor inlet temperature from which plant effectiveness serves as the highest.

[0148] In said elevated-temperature side field, when higher than the case where the air temperature which fixes the amount of spraying and is supplied to a compressor is low, it is desirable to control so that the amount of recycling decreases.

[0149] Recycling of gas turbine exhaust gas is stopped in the 3rd temperature region (for example, when compressor inlet temperature is higher than the compressor inlet temperature from which plant effectiveness serves as the highest), and the water spray from the water spray nozzle 11 is performed in it. For example, it can consider as the control whose amount of spraying increases, so that compressor inlet temperature becomes high.

[0150] Thereby, even if it is the case where an OAT is changed, it is efficient and fixed improper operation can be performed.

[0151] Since it has the field which performs said both drop spraying from recycling and the water spray nozzle 11 of a combustion gas even if it is the case where an OAT is changed, a change in the 2nd temperature region is performed smoothly.

[0152] Moreover, a possibility of changing the effectiveness and the output in a high temperature region of plant effectiveness can be controlled. Said \*\*\*\* spraying and recycling are planned smoothly, output fluctuation is controlled, and the fluctuation from a desired output can be controlled.

[0153] In said 2nd temperature field and the field (for example, temperature region where efficient operation can do a combined plant) which a change with the water spray from the water spray nozzle 11 and recycling of gas turbine exhaust gas produces near this temperature field, by forming the temperature field which performs said waterdrop spraying and recycling like this example, even if an OAT changes suddenly, it answers quickly and efficient operation can be performed. Moreover, even if it changes an OAT, it is efficient and can contribute to operation (preferably fixed load operation) which suppressed the load effect greatly. It becomes easy to control fluctuation of the output at the time of fluctuation of said amount of \*\*\*\* spraying by OAT fluctuation in the 2nd temperature region and the amount of recycling making it change especially.

[0154] An example 8 is explained using drawing 17 .

[0155] It makes it face an example 8 that the carbon dioxide gas in gas turbine exhaust gas (for example, carbon dioxide) decreases, and it is equipped with the carbon-dioxide-gas stripper 41 which decreases the carbon-dioxide-gas concentration contained by supplying the carbon-dioxide-gas concentration device in which carbon dioxide gas is made to condense, and the exhaust gas containing the condensed carbon dioxide gas.

[0156] Since the carbon-dioxide-gas content exhaust gas which made carbon dioxide gas condense can be introduced into the carbon-dioxide-gas stripper 41 and carbon dioxide gas can be decreased by the above,

compared with the case where a carbon-dioxide-gas stripper is only installed, for example in a gas turbine power plant, it is efficient, and carbon dioxide gas can be removed. Moreover, when it has the same removal engine performance as the carbon-dioxide-gas stripper by which conventional-type plant installation is carried out, the miniaturization of a carbon-dioxide-gas stripper can be attained.

[0157] For this reason, since the carbon-dioxide-gas stripper installed in the passage where gas turbine exhaust gas flows can be miniaturized, pressure loss can be controlled and it can contribute to efficient operation of a gas turbine.

[0158] In addition, efficient operation of a gas turbine can be further performed by carrying out recycling of the gas turbine exhaust gas like this example as said carbon-dioxide-gas concentration device, operating a gas turbine, generating high-concentration carbon-dioxide-gas exhaust gas, and forming so that this high-concentration gas turbine exhaust gas may be introduced into a carbon-dioxide-gas stripper.

[0159] Thus, aiming at efficient operation of a gas turbine, it is efficient, and since carbon-dioxide-gas removal can be performed, it has the basic effectiveness of forming an environment-friendly gas turbine or an environment-friendly combined plant in consideration of an environment.

[0160] Moreover, it is still more desirable to operate said spraying nozzle 11 like the above-mentioned example.

[0161] Here, the rate of the carbon dioxide in the exhaust gas to the rate of recycling is shown to drawing 18. Thus, in an exhaust-gas-recirculation mold plant, the concentration of a carbon dioxide becomes high compared with a conventional-type plant by returning gas turbine exhaust gas to a gas turbine inspired air flow path, and making it circulate within a gas turbine cycle. The carbon-dioxide-gas concentration in exhaust gas also becomes high as the amount of recycling increases. For this reason, the removal effectiveness of a carbon dioxide also becomes high. When the oxygen density in gas turbine exhaust gas makes 75% the conditions used as zero, i.e., an exhaust-gas-recirculation rate, the carbon dioxide levels in exhaust gas become about 4 times compared with a conventional-type plant. In addition, in order to aim at recycling operation with the high combustion stability of a gas turbine, aiming at removal of carbon dioxide gas efficient, it is desirable for there to be few flow rates of gas turbine exhaust gas than 75%, and to carry out the amount of recycling.

[0162] Since the engine performance of a carbon-dioxide-gas stripper is proportional to the concentration of carbon dioxide gas, a volumetric flow rate, and transfer area, transfer area can be set to one fourth, if the engine performance of a carbon-dioxide-gas stripper is the same and the concentration of carbon dioxide gas will increase 4 times. Moreover, the rate of recycling is  $3/4$  or less [ of gas turbine exhaust gas ], and by operating in the field where the rate of recycling is high, it can remove carbon dioxide gas more efficiently, and its amount of heat recovery to a plant increases, and it can be contributed to efficient operation, for example.

[0163] An example 8 can have the structure of an example 6 fundamentally. In addition to the structure of an example 6, the example which has set carbon-dioxide-gas stripper 41a as the exhaust air path 31 is shown.

[0164] The exhaust gas discharged by the gas turbine 3 is supplied to the compressor 1 upstream through the recycling means 9. The pressure up of the mixed gas with the exhaust gas by which recycling was carried out to atmospheric air is introduced and carried out to a compressor 1. Said mixed gas and fuel which are breathed out from a compressor 1 are introduced into a combustor 2, and burn. A combustion gas with carbon-dioxide-gas concentration higher than a mere gas turbine without the recycling means 9 is discharged from a combustor 2, and a gas turbine 3 is driven. A part of exhaust gas of hypercapnia concentration branches to the recycling means 9, and the remainder is introduced into carbon-dioxide-gas stripper 41a installed in the exhaust gas path 31 of the downstream from this tee, and decreases carbon-dioxide-gas concentration. The exhaust gas which decreased carbon-dioxide-gas concentration is discharged from a chimney stack etc. to atmospheric air.

[0165] Even if this compares with installing this carbon-dioxide-gas stripper 41 in the exhaust gas path 32 and the recycling means 9 between the tees of a gas turbine and the recycling means 9 in addition to said basic effectiveness, the carbon-dioxide-gas concentration in the exhaust gas supplied to the carbon-dioxide-gas stripper 41 is highly maintainable. For this reason, operation which removes carbon dioxide gas efficient at this point can be performed. Moreover, the carbon-dioxide-gas stripper 41 can be miniaturized, obtaining the desired engine performance, when not searching for a well head so much for this reason. Moreover, the pressure loss in a gas turbine exhaust gas path can be reduced for a miniaturization, and it can contribute to efficient operation of a gas turbine also in the starting point. Moreover, since the flow rate discharged to the remaining atmospheric air which branched with the recycling means 9 among the amounts of gas turbine emission is introduced into the carbon-dioxide-gas

stripper 9, there can be few flow rates, can end, can control pressure loss also in the starting point, and contribute to efficient operation of a gas turbine.

[0166] Moreover, even if it is the case where it controls to change the amount of recycling, control of the carbon dioxide gas discharged to atmospheric air becomes easy.

[0167] The carbon-dioxide-gas stripper 41 can use what has the carbon-dioxide-gas removal engine performance of decreasing the carbon-dioxide-gas concentration supplied to for example, a carbon-dioxide-gas stripper about 10% from 5%. For example, the amine system absorbent should be used.

[0168] Moreover, when the exhaust-heat-recovery boiler 4 is in the downstream, for example from the tee of the recycling means 9, as for viewpoints, such as a point and material strength, to the carbon-dioxide-gas stripper which attains miniaturization more, it is desirable that it is the downstream of an exhaust-heat-recovery boiler. From the simplification of the device of an exhaust gas path, installing in an exhaust-heat-recovery boiler is also considered.

[0169] An example 9 is explained using drawing 17.

[0170] The structure of an example 8 can be fundamentally used for an example 9.

[0171] An example 9 is replaced with carbon-dioxide-gas stripper 41a of an example 8, and installs carbon-dioxide-gas stripper 41b in the exhaust gas path 32 between a gas turbine and the tee to the recycling means 9.

[0172] The exhaust gas discharged by the gas turbine 3 is supplied to the compressor 1 upstream through the recycling means 9. The pressure up of the mixed gas with the exhaust gas by which recycling was carried out to atmospheric air is introduced and carried out to a compressor 1. Said mixed gas and fuel which are breathed out from a compressor 1 are introduced into a combustor 2, and burn. A combustion gas with carbon-dioxide-gas concentration higher than a mere gas turbine without the recycling means 9 is discharged from a combustor 2, and a gas turbine 3 is driven. The exhaust gas of hypercapnia concentration is introduced into carbon-dioxide-gas stripper 41b, and decreases carbon-dioxide-gas concentration. A part of exhaust gas which decreased carbon-dioxide-gas concentration branches to the recycling means 9, and the remainder is discharged from a chimney stack etc. to atmospheric air.

[0173] Thus, in addition to the basic effectiveness of the above-mentioned example 8, the exhaust gas of the hypercapnia concentration of a large flow rate can be supplied to carbon-dioxide-gas stripper 41b from the case where the carbon-dioxide-gas removal means 41 is installed in the recycling means 9 or the exhaust gas path 31. For this reason, the amount of carbon-dioxide-gas prehension per unit volume of carbon-dioxide-gas stripper 41b can increase, and carbon-dioxide-gas removal effectiveness can be raised. Moreover, the miniaturization of the carbon-dioxide-gas stripper 41 can be attained, obtaining the desired engine performance, if a well head is not searched for so much.

[0174] An example 10 is explained using drawing 17.

[0175] The structure of an example 8 can be fundamentally used for an example 10.

[0176] An example 10 is replaced with carbon-dioxide-gas stripper 41a of an example 8, and installs carbon-dioxide-gas stripper 41c in the recycling means 9.

[0177] The exhaust gas discharged by the gas turbine 3 is supplied to the compressor 1 upstream through the recycling means 9. The pressure up of the mixed gas with the exhaust gas by which recycling was carried out to atmospheric air is introduced and carried out to a compressor 1. Said mixed gas and fuel which are breathed out from a compressor 1 are introduced into a combustor 2, and burn. A combustion gas with carbon-dioxide-gas concentration higher than a mere gas turbine without the recycling means 9 is discharged from a combustor 2, and a gas turbine 3 is driven. A part of exhaust gas of hypercapnia concentration branches to the recycling means 9, and the remainder is discharged from a chimney stack etc. to atmospheric air. The exhaust gas which branched to the recycling means 9 is introduced into carbon-dioxide-gas stripper 41b, and decreases carbon-dioxide-gas concentration. That of the exhaust gas which decreased carbon-dioxide-gas concentration is again supplied to a compressor 1.

[0178] Thus, since it is not necessary to install the carbon-dioxide-gas stripper 41 which produces pressure loss from exhaust gas for the path emitted to atmospheric air in addition to the basic effectiveness of the above-mentioned example 8, it can contribute to gas turbine efficient operation. Moreover, also when carrying out additional installation, installation of carbon-dioxide-gas stripper 41c is [ include ] easy for the already installed gas turbine power plant. Moreover, in the gas turbine power plant which uses a recycling means if needed, since carbon-dioxide-gas stripper 41c was installed apart from the network by which gas turbine exhaust gas always flows, a maintenance becomes easy. For example, even if it is the case where carbon-dioxide-gas stripper 41c is maintained, it is considered by stopping the exhaust gas which flows into recycling Rhine that a maintenance is also possible, continuing gas turbine operation.

[0179]

[Effect of the Invention] By this invention, the large exhaust-gas-recirculation mold gas turbine equipment of a partial load operating range which it is efficient and can be operated can be offered.

---

[Translation done.]

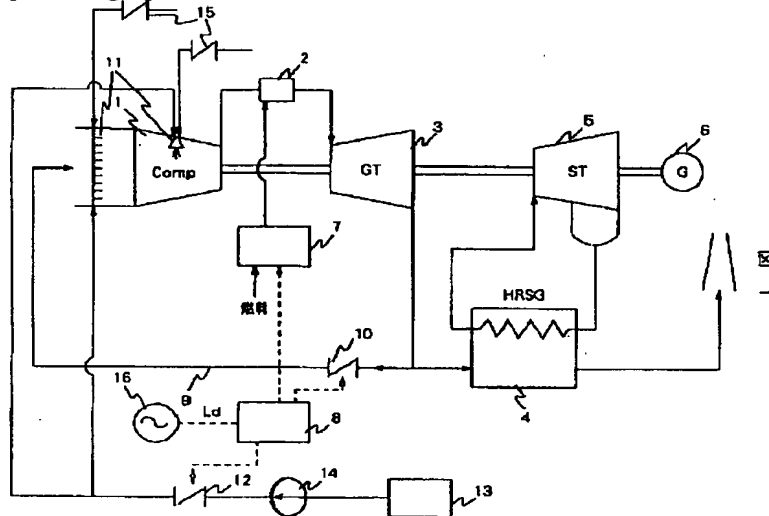
## \* NOTICES \*

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

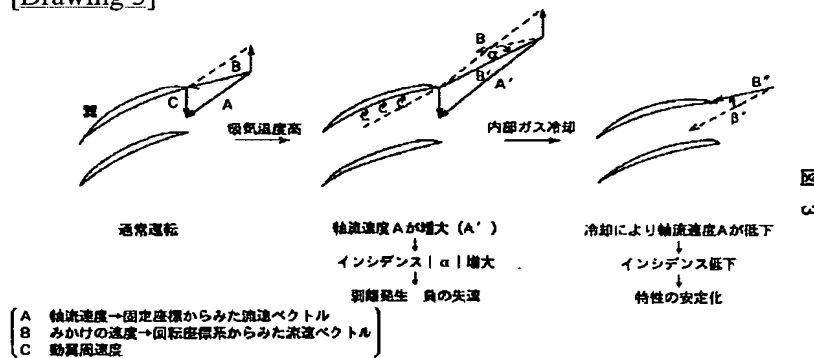
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

## DRAWINGS

[Drawing 1]

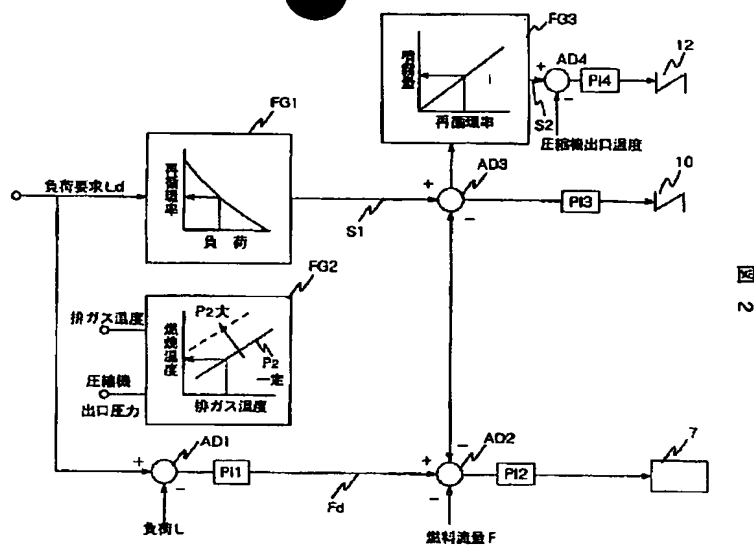


[Drawing 3]

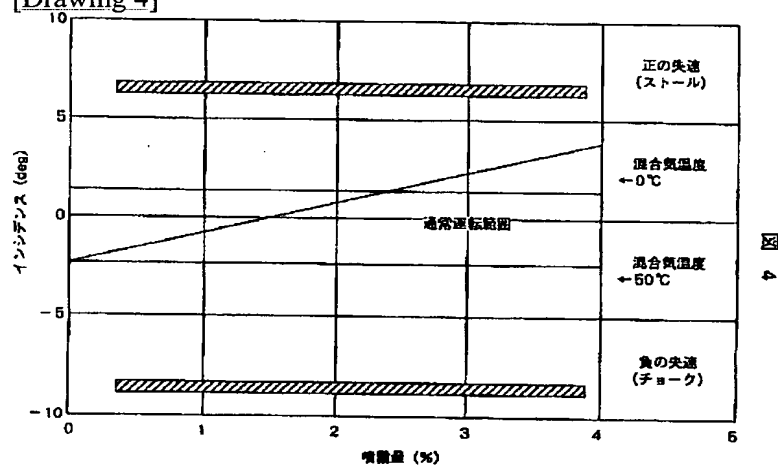


[Drawing 2]

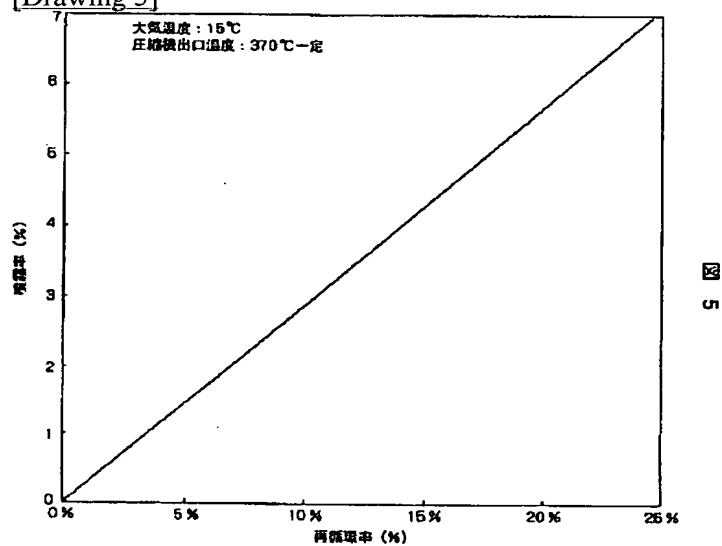




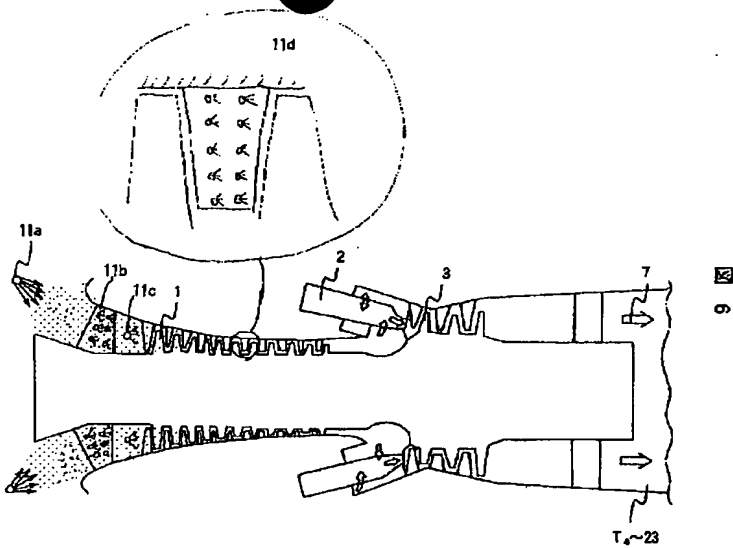
[Drawing 4]



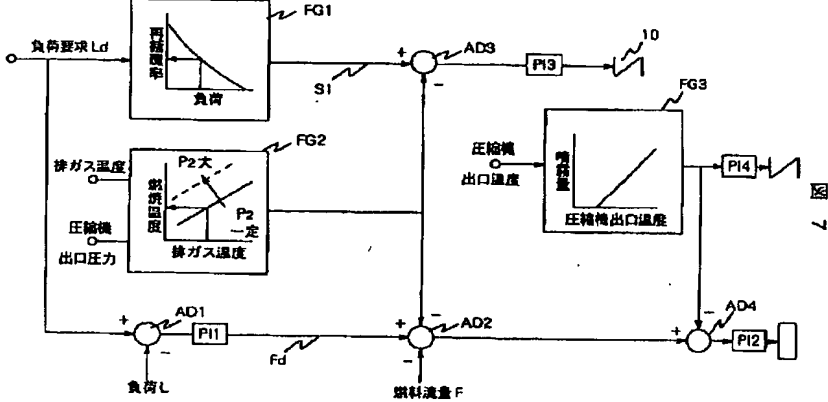
[Drawing 5]



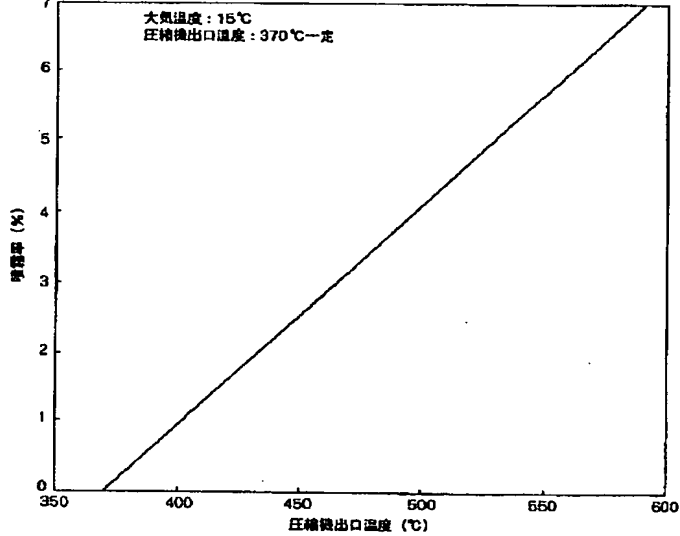
[Drawing 6]



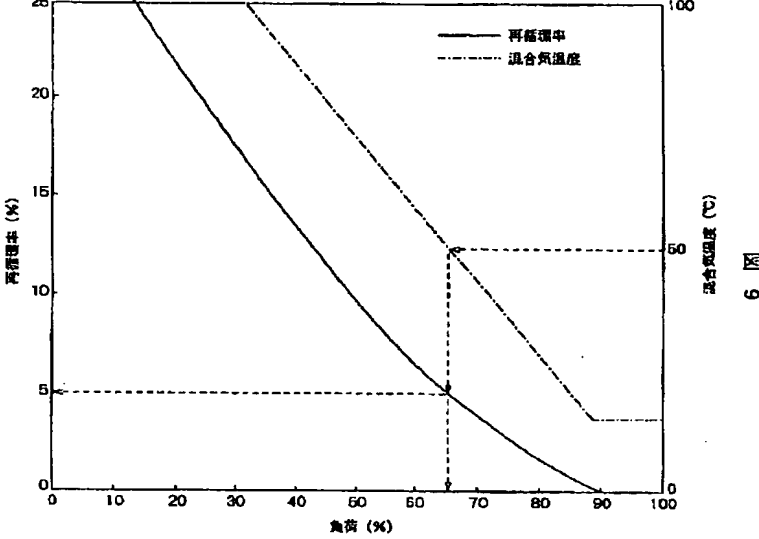
[Drawing 7]



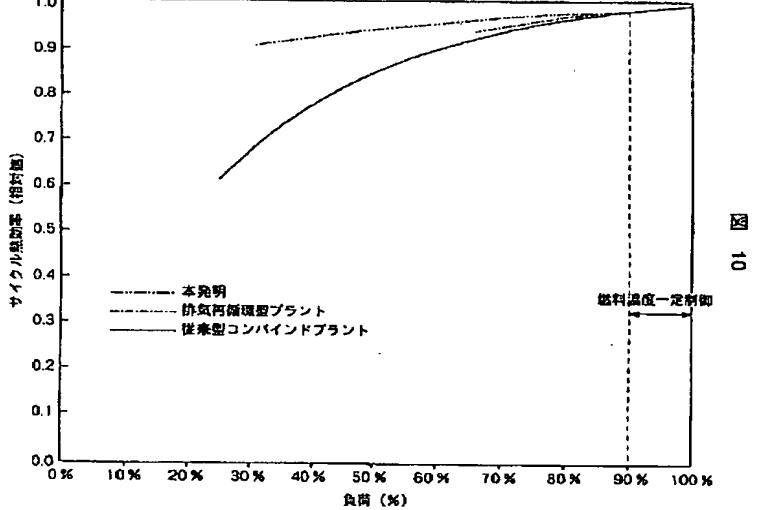
[Drawing 8]



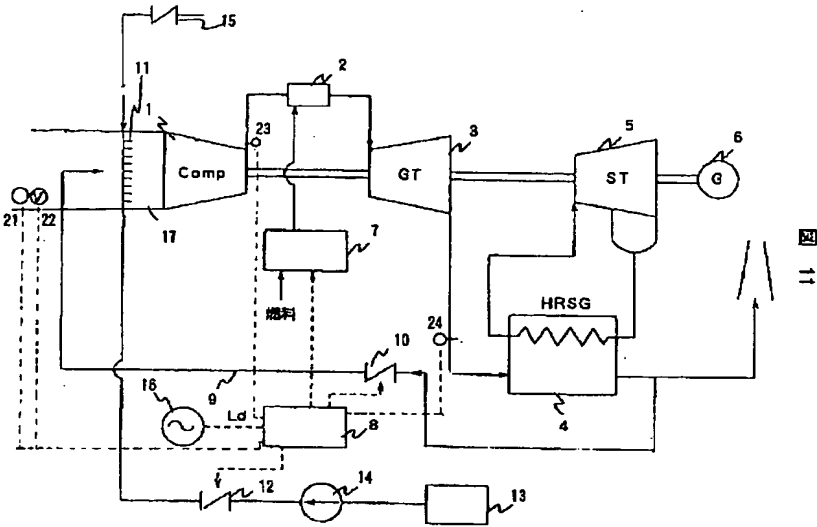
[Drawing 9]



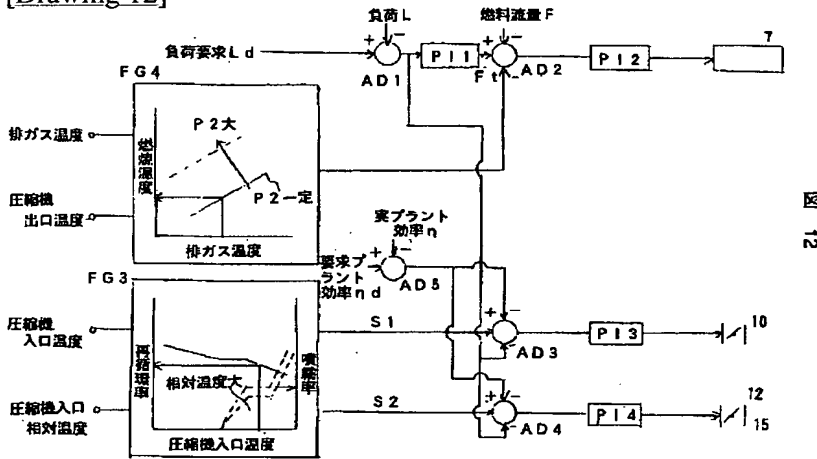
[Drawing 10]



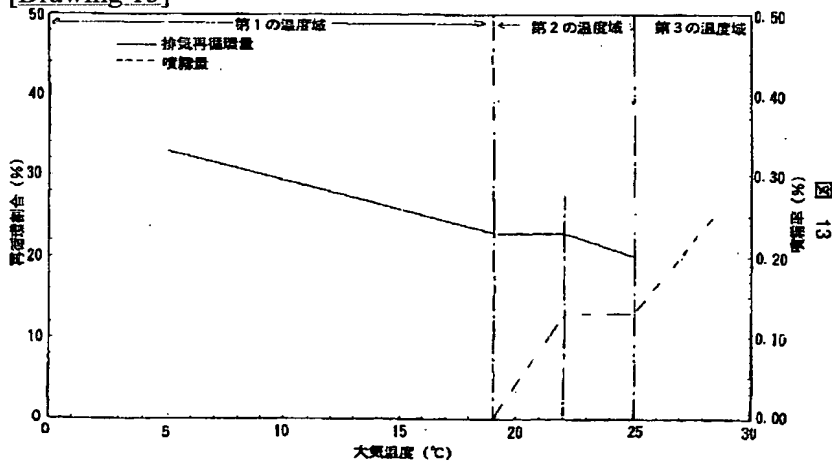
[Drawing 11]



[Drawing 12]



[Drawing 13]



[Drawing 14]

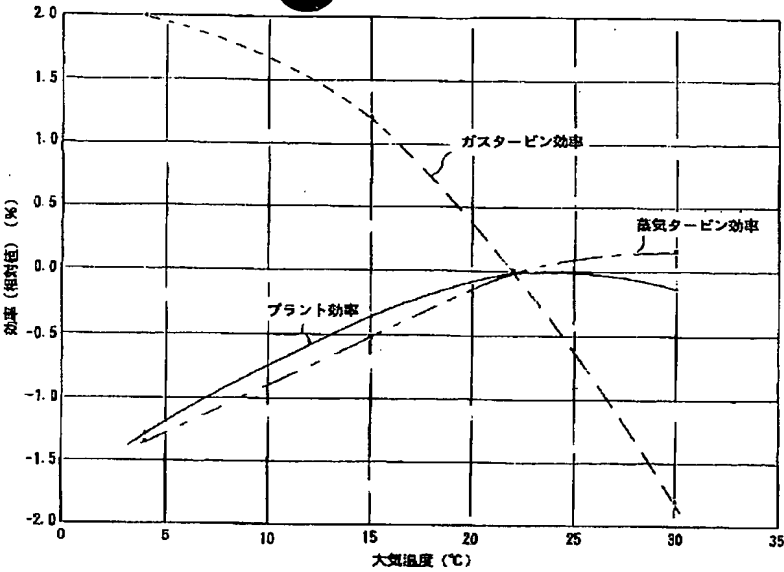


図 14

[Drawing 15]

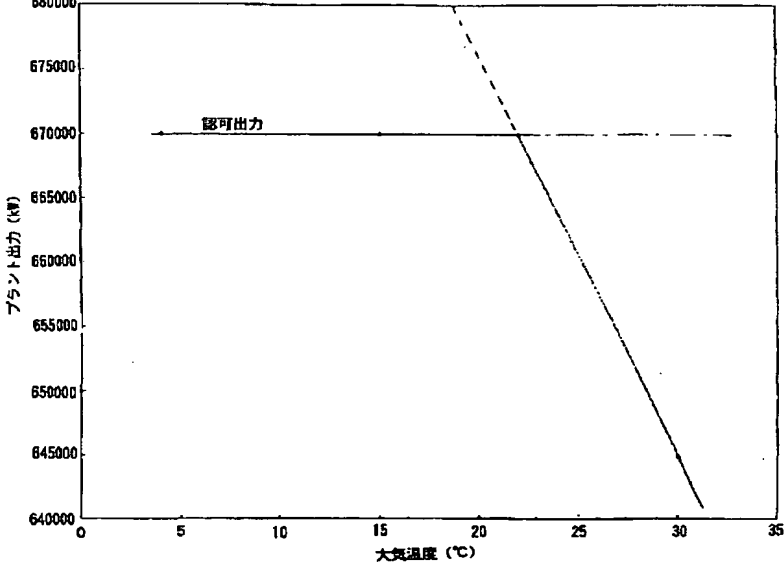


図 15

[Drawing 16]

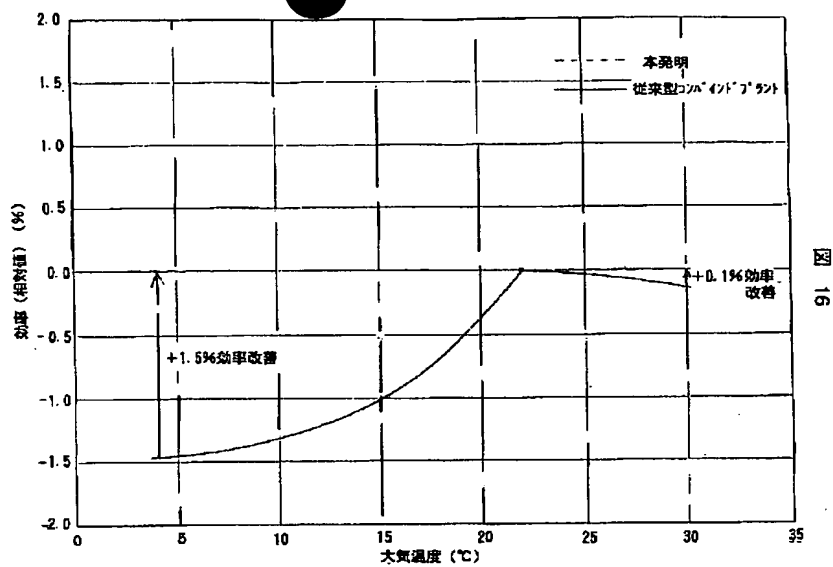


図 16

[Drawing 17]

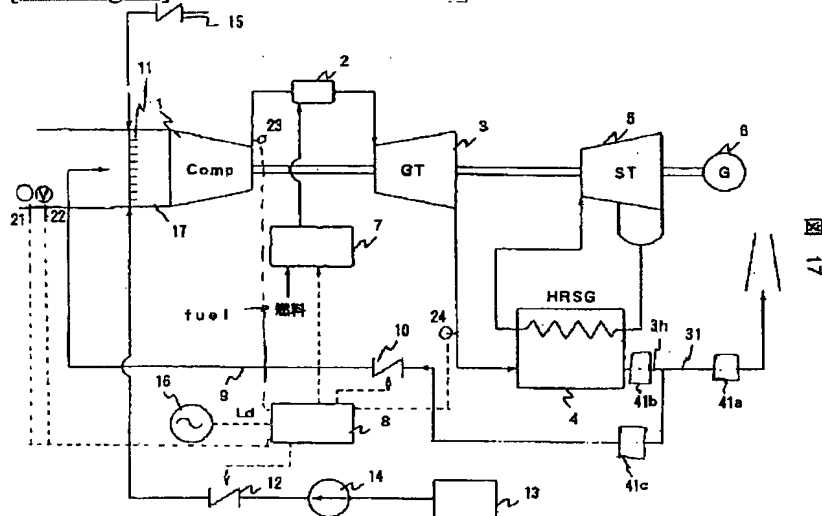


図 17

[Drawing 18]

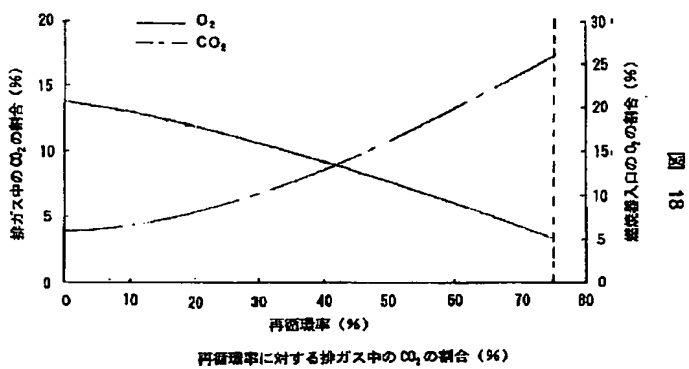


図 18

[Translation done.]